

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Б. Э. Капелович

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК



«ЭНЕРГИЯ» ● МОСКВА 1975

6П2.23

К 20

УДК 621.165.004.5

Капелович Б. Э.

**К 20 Эксплуатация паротурбинных установок. М.,
«Энергия», 1975.**

288 с. с ил.

В книге содержатся основные положения, касающиеся эксплуатации современных паротурбинных установок. Рассматриваются вопросы пуска, останова и нормальной эксплуатации турбин, а также вопросы эксплуатации систем регулирования, маслохозяйства, конденсационных устройств и вспомогательного оборудования турбинного цеха. Анализируются пусковые схемы блочных установок и излагаются основные вопросы, касающиеся пуска и останова блочных турбоагрегатов.

Книга предназначена для работников тепловых электрических станций. Она может быть полезна также студентам энергетических вузов и факультетов.

К 30303-586
051(01)-75 34-75

6П2.23

© Издательство «Энергия», 1975.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Эксплуатация современных паротурбинных установок требует от обслуживающего персонала тщательного изучения их устройства, глубоких знаний тех процессов, которые протекают в их отдельных узлах и элементах. Предлагаемая книга является попыткой создания пособия по эксплуатации как всей турбоустановки в целом, так и отдельных ее элементов. Наибольшая трудность создания такого пособия заключается в многообразии типов и конструкций выпущенных ранее и изготавлиющихся в настоящее время турбин. Современные турбоагрегаты различного назначения и с различными начальными параметрами пара имеют существенные конструктивные отличия и требуют различного подхода к вопросам их эксплуатации.

С другой стороны, эксплуатация всех без исключения турбоагрегатов имеет ряд общих положений, вытекающих из единого принципа работы и одинаковых конструктивных решений, что служит предпосылкой для создания единого учебного пособия по эксплуатации турбоагрегатов различных типов и мощностей.

В связи с преимущественным развитием современной энергетики на базе блочных паротурбинных установок эксплуатации последних посвящена значительная часть настоящей книги. Несмотря на большое количество информации, выпущенной по этим установкам, материал по ним до сих пор как следует не систематизирован и опубликован в основном в различных статьях, эксплуатационных циркулярах и отчетах наладочных организаций. Методическая обработка и систематизация данного материала являлась одной из задач настоящей книги. Второй, не менее важной, задачей было обобщение передового опыта эксплуатации турбинного оборудования электростанций. Разделы, касающиеся нестационарных тепловых процессов турбин и пусковых схем энергоблоков, должны оказать помощь в освоении пусковых операций.

При составлении книги основное внимание было уделено вопросам эксплуатации отечественного энергетического оборудования, при этом широко были использованы материалы головных научно-исследовательских институтов и наладочных организаций.

Все положения, рассматриваемые в книге, базируются на соответствующих разделах «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей».

Автор выражает глубокую благодарность сотрудникам ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского кандидатам техн. наук В. В. Лыско, М. А. Трубилову, С. Н. Фуксу и инж. А. П. Жарову за тщательное и квалифицированное редактирование рукописи.

Замечания и пожелания по содержанию книги просьба направлять по адресу: 113114, Москва, Шлюзовая набережная, 10, издательство «Энергия».

Автор

ВВЕДЕНИЕ

Одним из условий обеспечения роста производительных сил нашей страны является быстрое наращивание энергетических мощностей и увеличение выработки электрической энергии. Девятая пятилетка была пятилеткой дальнейшего прогресса отечественной энергетики, вышедшей по ряду основных показателей на передовые рубежи. В течение этих лет среднегодовой прирост производства электроэнергии доведен до 59—60 млрд. кВт·ч. Этот прирост равен всей выработке электроэнергии в нашей стране за 1947 г. К концу 1975 г. общая выработка электроэнергии достигнет 1035 млрд. кВт·ч, причем основное производство электроэнергии (более 84%) придется на долю тепловых электрических станций.

Определяющим принципом развития советской теплоэнергетики является увеличение мощности электростанций, увеличение единичной мощности агрегатов, повышение начальных параметров пара. За 4 года девятой пятилетки количество электростанций с установленной мощностью свыше 1 млн. кВт достигло 44, причем 15 из них имеют мощность свыше 2 млн. кВт. Суммарная мощность энергоблоков 150—800 МВт к концу 1974 г. составила 76,5 млн. кВт, или 49,1% мощности всех тепловых электростанций СССР. Из этого количества блоки на сверхкритические параметры пара имеют суммарную мощность 42 млн. кВт, что состав-

ляет 54% общей мощности энергоблоков.

Важнейшим результатом, достигнутым в девятой пятилетке, является отработка режимов работы установок на сверхкритические параметры пара, вследствие чего эти агрегаты на большинстве электростанций достигли своих проектных показателей.

Значительные успехи достигнуты в развитии теплофикации, где наша страна уверенно занимает ведущее место. Внедрены в эксплуатацию и освоены новые типы теплофикационных турбин мощностью 250 и 135 МВт. Отпуск тепловой энергии от электрических станций к концу 1975 г. достигнет 931 млн. Гкал и составит 73,5% всего теплопотребления в стране.

Большая работа проводится по освоению новых головных образцов энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт — основных агрегатов будущей пятилетки. В настоящее время эти машины устойчиво работают с полной нагрузкой и высокими технико-экономическими показателями. На ленинградском Металлическом заводе им. XII съезда КПСС идет изготовление уникальной одновальной турбины мощностью 1200 МВт. Достигнут определенный прогресс в освоении средств управления мощными энергоблоками и объединенными энергосистемами, что в значительной степени будет определять технический уровень развития энергетики в десятой пятилетке.

Такое бурное развитие энергетики предъявляет исключительно высокие требования к эксплуатации энергетического оборудования. С увеличением единичных мощностей турбин эксплуатация их существенно усложнилась. Изменились условия прогрева и пуска турбоагрегатов, стали более сложными тепловые и пусковые схемы, повысились требования к качеству питательной воды, появились новые элементы автоматики и защиты. Блочная компоновка оборудования требует высокой надежности каждого его элемента.

Большая продолжительность пуска мощных энергоблоков вызывает повышенные расходы тепла на пусковые операции и оказывает заметное влияние на экономические показатели электростанций.

Существенное усложнение эксплуатации нового оборудования привело к снижению маневренности блоков. В то же время возросла и продолжает увеличиваться неравномерность суточного графика электрической нагрузки и неравномерность нагрузки по дням недели. Это заставляет изыскивать новые методы пуска турбин и содержания блоков в горячем резерве.

Низкая культура эксплуатации оборудования может свести к нулю экономические выгоды от сверхкритических начальных параметров пара, оставив в силе только неблагоприятные факторы, указанные выше. Практика показывает, что вследствие больших потерь пара и тепла,

длительной работы при низких нагрузках, частых и продолжительных пусков, неудовлетворительной работы конденсационной установки и системы регенерации экономические показатели станций на сверхкритические параметры с турбинами К-300-240 оказывались в ряде случаев хуже соответствующих показателей станций на более низкие начальные параметры пара с турбинами К-200-130, где культура эксплуатации была на более высоком уровне. Это доказывается опытом как отечественной, так и зарубежной энергетики.

Поэтому переход на новый, более высокий уровень начальных параметров пара и мощности энергетических установок требует перехода к новым, качественно более совершенным методам эксплуатации таких установок.

Эксплуатация современного энергоблока не мыслится без автоматизации и дистанционного управления им. Применение вычислительной техники и управляющих машин ставит эксплуатацию энергетического оборудования на новую, более высокую ступень. Уже в настоящее время существуют управляющие системы, позволяющие оптимизировать как нормальную эксплуатацию блока, так и пусковые операции. В этих условиях уровень подготовки обслуживающего персонала должен полностью соответствовать техническому состоянию современной энергетики.

Глава первая

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ ТУРБИННОГО (КОТЛОТУРБИННОГО) ЦЕХА

Паротурбинная установка, состоящая из турбины, электрического генератора и их вспомогательных механизмов, относится к основному оборудованию тепловой электрической станции.

Рассматривая вопросы эксплуатации паротурбинных установок, необходимо учитывать, что паровая турбина является весьма дорогим агрегатом, выход из строя которого принесет значительный материальный ущерб народному хозяйству. Авария турбины (или даже не запланированный ее останов) может оказать существенное влияние на работу промышленных предприятий, вызвав недоотпуск промышленной продукции. Эксплуатация оборудования турбинного цеха связана с использованием вращающихся механизмов, высоковольтных электромоторов и аппаратуры, горячих паропроводов, сосудов, находящихся под давлением, взрывоопасных газов и токсичных жидкостей, что предъявляет высокие требования к вопросам техники безопасности.

Все эти обстоятельства требуют особо продуманных методов организации эксплуатации турбинного оборудования, которые заключаются в строгой регламентации работы эксплуатационного персонала, особых методов подготовки и аттестации кадров, разработке производственных и противоаварийных инструкций, проведении противоаварий-

ных тренировок и ряде других мероприятий, предусмотренных «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей». Особое значение приобретают вопросы организации эксплуатации и научной организации труда на современных мощных электростанциях, оборудованных энергоблоками высоких и сверхкритических параметров пара. Высокий технический уровень этих агрегатов требует и соответствующего уровня их эксплуатации.

1-1. ПЕРСОНАЛ И ОРГАНИЗАЦИЯ ЕГО РАБОТЫ

Состав обслуживающего персонала и его количество определяются действующими нормативами и зависят от типа и мощности турбин, их компоновки, условий работы и степени автоматизации основного и вспомогательного оборудования.

Весь обслуживающий персонал можно разделить на три группы: административно-технический, оперативный и ремонтный.

В обязанности административно-технического персонала входят:

а) поддержание на высоком техническом уровне основного и вспомогательного оборудования цеха для обеспечения бесперебойной, безопасной и экономичной работы агрегатов;

б) организация наладочных и исследовательских работ в цехе

с целью дальнейшего совершенствования работы оборудования;

в) разработка эксплуатационных и противоаварийных инструкций, а также контроль за их выполнением; контроль за выполнением «Правил технической эксплуатации электрических станций и сетей»; реализация эксплуатационных и противоаварийных циркуляров главного технического управления по эксплуатации энергосистем Министерства и контроль за их выполнением;

г) организация рационализаторской работы в цехе и внедрение рационализаторских предложений;

д) проведение цеховых противоаварийных и противопожарных тренировок;

е) организация ремонтных работ в цехе, если ремонтный персонал находится в распоряжении цеха; контроль за объемом, качеством и сроками ремонтных работ, если эти работы проводятся ремонтным цехом или посторонними организациями; контроль за качеством монтажа, если в цехе проводятся монтажные работы или работы по реконструкции основного оборудования, выполняемые силами монтажных организаций;

ж) контроль за техническим снабжением цеха инструментом, материалами, спецодеждой, спецпитанием и т. д.;

з) подготовка, аттестация и расстановка кадров эксплуатационного, а также ремонтного персонала, если последний подчинен администрации цеха;

и) ведение технической документации и отчетности, комплектация смен, составление графиков работы сменного персонала, составление графика отпусков.

Задачами дежурного (оперативного) персонала являются:

а) обеспечение безаварийной, безопасной и экономичной эксплуатации основного и вспомогательного оборудования цеха;

б) выполнение графика электрической и тепловой нагрузки с обес-

печением заданных параметров отпускаемой тепловой и электрической энергии;

в) содержание в чистоте оборудования и своего рабочего места.

В обязанности ремонтного персонала входят:

а) качественное выполнение ремонта основного и вспомогательного оборудования цеха с соблюдением сроков окончания ремонта;

б) соблюдение всех правил техники безопасности и противопожарной техники при проведении ремонтных работ.

Административно - технический персонал цеха включает в себя начальника цеха с его заместителями, инженеров по эксплуатации и ремонту, а также младший технический персонал управления цеха. В установках неблочного типа дежурный (сменный) персонал, возглавляемый начальником смены, состоит из машинистов турбин и их помощников, машинистов питательных насосов, машинистов циркуляционных насосов, дежурного персонала по деаэраторам и теплофикационному оборудованию. Все машинисты турбин находятся в подчинении начальника смены и старшего машиниста, должность которого устанавливается при наличии большого количества турбоагрегатов. При обслуживании каждой турбины своим машинистом и его помощником последний находится в непосредственном подчинении машиниста турбины. При расширенной зоне обслуживания в конденсационном помещении помощники машиниста могут быть подчинены непосредственно старшему машинисту.

Сменный персонал комплектуется в смены из расчета круглосуточной эксплуатации оборудования с учетом возможной замены в дни отдыха, отпуска и болезни.

С внедрением блочных установок был пересмотрен ряд положений, касающихся структуры административного и оперативного управления блочными агрегатами. Признано це-

лесообразным объединить оперативное управление котлом и турбиной на одном блочном щите управления, поскольку в условиях блочной компоновки основного оборудования блок «котел — турбина» представляет собой единый технологический объект с единым управлением и взаимосвязанный с системой регулирования, автоматизации и защиты. В связи с этим старая цеховая система с отдельными котельным и турбинным цехами для этих станций признана нецелесообразной. На блочных электростанциях эти два цеха объединены в один котлотурбинный цех, что позволяет более оперативно руководить работой как вахтенного, так и ремонтного персонала.

На электростанциях с разнотипными блоками, а также с однотипными, но с числом энергоблоков выше восьми допускается создание двух котлотурбинных цехов. Это относится главным образом к станциям со сверхкритическими параметрами пара.

На смешанных электростанциях, имеющих блочное и неблочное

оборудование, при наличии более двух блоков создается котлотурбинный цех блочной части независимо от цеховой структуры неблочной части станции. В этом случае, как правило, создается отдельный котлотурбинный цех и неблочной части.

Организация объединенных котлотурбинных цехов на блочных электростанциях позволила значительно уменьшить количество обслуживающего персонала за счет сокращения ряда должностей и более гибкого маневрирования персоналом внутри цеха.

Поскольку от правильной расстановки кадров в значительной мере зависит экономичная и безаварийная работа современного мощного энергетического оборудования, эти вопросы тщательно разрабатывались головными проектными организациями.

В табл. 1-1 приведены данные о количестве обслуживающего персонала котлотурбинных цехов для ГРЭС с блоками 150, 200 и 300 МВт. В этой таблице приво-

Таблица 1-1

Характеристика ГРЭС			Котлотурбинный цех							
Общая мощность, тыс. кВт	Количество и мощность блоков, МВт	Топливо	Общехозяйственный персонал			Оперативный персонал			Итого	На один блок
			ИТР	Рабочих	Всего	ИТР	Рабочих	Всего		
2400	8×300	Твердое	6	21	27	5	225	230	257	32,12
		Газообразное и жидкое	6	16	22	5	149	154	176	22,0
1800	6×300	Твердое	6	17	23	5	173	178	201	33,5
		Газообразное и жидкое	6	12	18	5	119	124	142	23,66
1200	4×300	Твердое	6	13	19	5	118	123	142	35,5
		Газообразное и жидкое	6	9	15	5	83	88	103	25,75
1600 или 1200	8×200 или 8×150	Твердое	6	16	22	5	150	155	177	22,12
		Газообразное и жидкое	6	11	17	5	104	109	126	15,75
1200 или 900	6×200 или 6×150	Твердое	6	12	18	5	117	122	140	23,33
		Газообразное и жидкое	6	9	15	5	87	92	107	17,83
800 или 600	4×200 или 4×150	Твердое	5	9	14	5	82	87	101	25,25
		Газообразное и жидкое	5	7	12	5	61	66	78	19,5

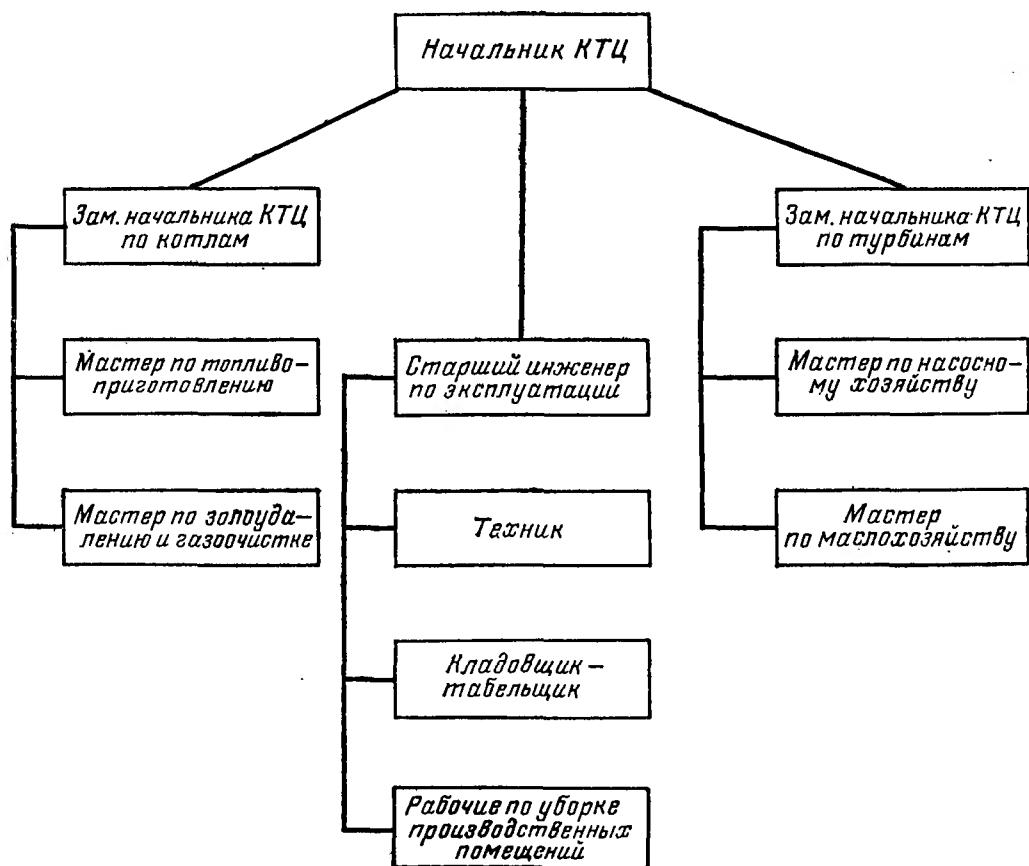


Рис. 1-1. Схема административного управления котлотурбинным цехом станции с блоками 150—200 МВт.

дятся укрупненные нормативы по ряду типовых станций.

Типовые схемы административного и оперативного управления котлотурбинным цехом приводятся на рис. 1-1 и 1-2. Схема оперативного управления дана применительно к станции мощностью 2400 МВт с блоками 300 МВт, работающей на твердом топливе. При работе на газе количество обслуживающего персонала, естественно, сокращается. При этом исключается должность машиниста-обходчика по гидрозолоудалению, расширяется зона обслуживания старшего машиниста КТЦ (8 блоков) и дежурного слесаря (4 блока) и вводится дополнительно должность машиниста-обходчика по котлам с расширенной зоной обслуживания (4 блока). Разработаны

также структуры смен для станций с блоками 150 и 200 МВт.

На электростанциях с блоками 200 и 300 МВт для обслуживания пусковой котельной предусмотрена одна вакансия машиниста котельной, которая с вводом пятого блока упраздняется. Вакансия машиниста береговой насосной не предусматривается нормативами. При расположении береговой насосной вне территории ГРЭС может быть установлено одно рабочее место машиниста береговой насосной станции.

Нормативы исходят из освоенной и надежной работы блочных установок. На пусконаладочный период численность оперативного персонала может быть увеличена для первого блока вдвое, для второго — на 50%, для третьего и каждого последую-

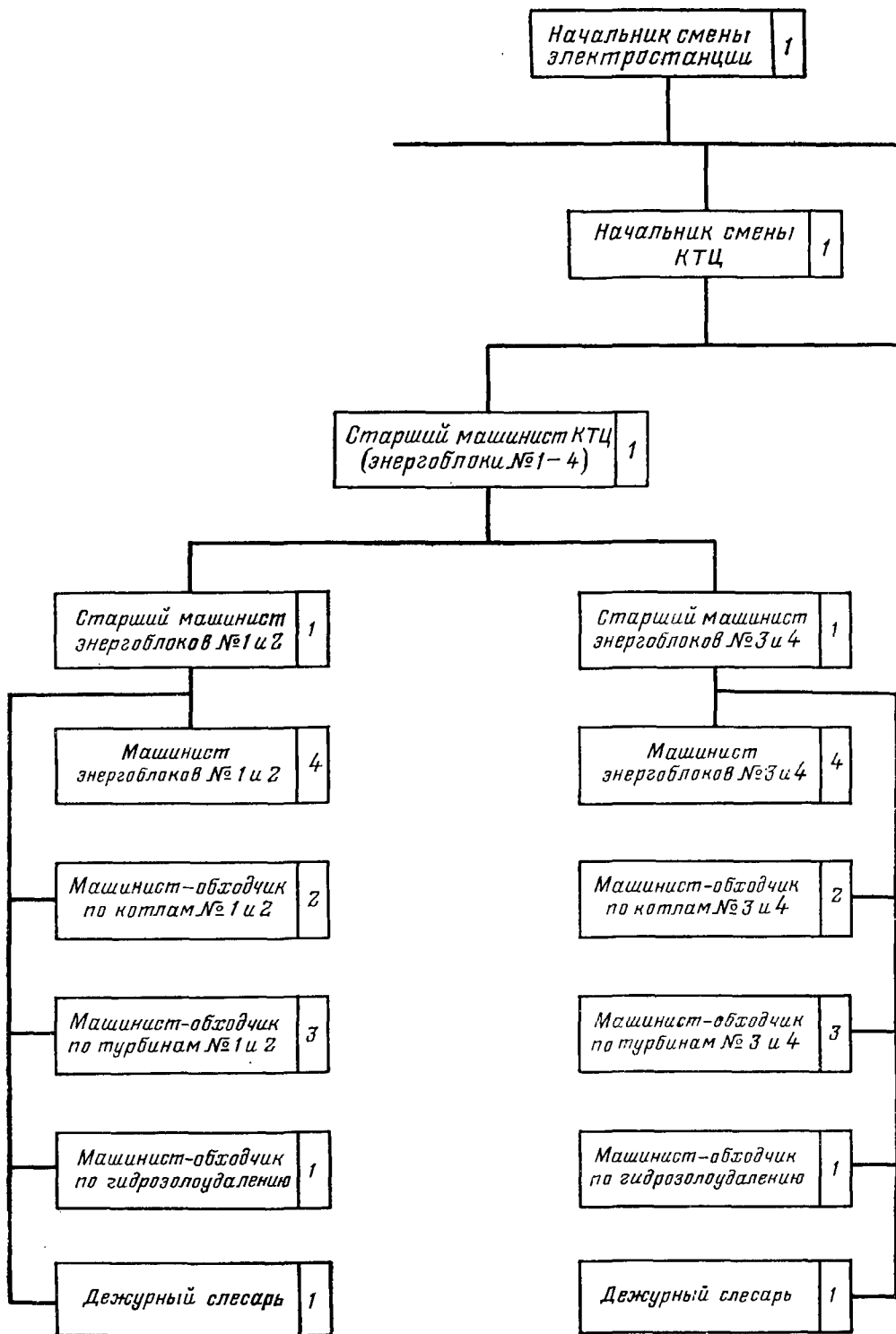


Рис. 1-2 Схема оперативного управления котлотурбинным цехом с блоками 300 МВт (блоки 1—4).

щего — на 40% от нормативной численности на один энергоблок.

Численность персонала котлотурбинного цеха установлена по опыту эксплуатации передовых электростанций с блочным оборудованием. Развитие автоматизации и дистанционного управления, а также применение вычислительной техники позволят произвести дальнейшее сокращение эксплуатационного персонала без снижения надежности работы энергетического оборудования.

1-2. ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИОННОМУ ПЕРСОНАЛУ. ПРАВА, ОБЯЗАННОСТИ И ОТВЕТСТВЕННОСТЬ ОБСЛУЖИВАЮЩЕГО ПЕРСОНАЛА ТУРБИНЫХ (КОТЛОТУРБИНЫХ) ЦЕХОВ.

Перед приемом на работу каждый работник турбинного (котлотурбинного) цеха должен пройти медицинское освидетельствование. К работе могут быть допущены лишь лица, не имеющие противопоказаний для работы в данном цехе. Все без исключения работники цеха должны изучить «Правила техники безопасности» для соответствующих специальностей и сдать по ним экзамен. Инженерно-технический персонал должен иметь законченное высшее или среднее специальное образование с соответствующими теоретическими знаниями в области эксплуатации тепловых электростанций и практический опыт работы. Каждый оперативный работник смены должен в совершенстве знать не только свое рабочее место, но и рабочие места подчиненного ему персонала.

В своей работе вахтенный персонал должен руководствоваться:

а) «Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ);

б) «Правилами техники безопасности для персонала тепловых цехов электростанций» (ПТБ);

в) местными должностными, эксплуатационными и противоаварийными инструкциями;

г) правилами внутреннего распорядка на станции;

д) правилами пожарной безопасности в цехе, схемой пожарно-технического водоснабжения и правилами тушения пожаров;

е) инструкциями по гражданской обороне.

Вахтенный персонал турбинного (котлотурбинного) цеха имеет двойную подчиненность: в административном отношении он подчиняется руководству цеха, в оперативном — вышестоящему оперативному руководству. Административно-технический персонал в оперативную работу, как правило, не вмешивается. Исключение могут составить случаи испытания оборудования, проведения наладочных работ или ликвидации аварии. В последнем случае начальник цеха или его заместитель могут взять управление на себя со всей вытекающей из этого ответственностью.

Все оперативные отношения в цехе должны строиться на принципах единоначалия. Распоряжения вышестоящего оперативного руководства являются обязательными для вахтенного персонала. Распоряжения, противоречащие положениям ПТЭ и местным эксплуатационным инструкциям, отдаваться не должны. В исключительных случаях, в течение короткого времени, эксплуатация может вестись с нарушением инструкций по личному распоряжению главного инженера станции. Это распоряжение фиксируется в вахтенном журнале или записывается главным инженером в книге распоряжений.

Прием и сдача смены регламентируются должностной инструкцией. Не разрешается сдавать смену во время ликвидации аварии, во время производства ответственных переключений или операций по пуску и останову основного оборудования. Прием смены при неисправном оборудовании или при ненормальном режиме работы его допускается только с разрешения на-

чальника цеха. Вахтенный персонал цеха несет дежурство согласно графику, утвержденному начальником цеха или его заместителем по эксплуатации. Нарушение графика дежурства запрещается. Обмен дежурств допускается лишь в исключительных случаях по разрешению руководства цеха и смены. Дежурство в течение двух смен не допускается. В случае невыхода на дежурство сменного персонала смены работник должен поставить об этом в известность руководство цеха и остаться на своем рабочем месте до прихода смены.

Вахтенный персонал несет ответственность:

а) за нарушение действующих инструкций, положений, циркуляров, ПТЭ, ПТБ и др., особенно если это повлекло за собой повреждение оборудования, брак в работе или травматизм;

б) за невыполнение распоряжений руководства цеха или вышестоящего оперативного руководства;

в) за невыполнение или несвоевременное выполнение своих обязанностей, а также неполное использование своих прав, особенно если в результате этого произошла авария, брак в работе или несчастный случай;

г) за ошибочные распоряжения или действия, вызвавшие возникновение аварийной ситуации или несчастного случая на производстве;

д) за неправильное или несвоевременное оформление документации: оперативного журнала, заявок, нарядов и др.;

е) за нарушение правил внутреннего распорядка станции;

ж) за неэкономичную работу оборудования, вызвавшую пережог топлива или увеличение расхода электроэнергии на собственные нужды.

В число административных взысканий за действия, указанные в вышеуказанных пунктах, могут войти лишение премий (полное или

частичное), выговор, понижение в должности на определенный срок, увольнение с работы. Эти взыскания не исключают уголовной ответственности в наиболее тяжелых случаях. При нарушениях, связанных с невыполнением правил техники безопасности, действующих эксплуатационных и противоаварийных инструкций, а также ПТЭ, виновные должны сдать внеочередной экзамен по этим вопросам. Необходимо отметить, что согласно установившемуся положению руководящий административный и оперативный персонал несет определенную ответственность за неправильные действия подчиненного ему персонала.

За длительную безупречную, безаварийную работу, а также за инициативу и оперативность при ликвидации аварии вахтенный персонал поощряется денежной премией, вынесением благодарности, повышением оклада (в пределах штатного расписания), повышением в должности, занесением на Доску почета и другими мерами общественного поощрения.

1.3. ИНСТРУКЦИИ ПО ЭКСПЛУАТАЦИИ ОБОРУДОВАНИЯ

Важнейшей эксплуатационной инструкцией, действующей на всех электростанциях СССР, являются «Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей» (ПТЭ), утвержденные министром энергетики и электрификации СССР и обязательные для электростанций, электрических и тепловых сетей министерств и ведомств. В ПТЭ содержатся основные нормативные материалы по организации эксплуатации и ремонта оборудования турбинных цехов. ПТЭ систематически пересматриваются и переиздаются с учетом накопившегося опыта эксплуатации. С выходом нового издания ПТЭ старые издания автоматически теряют свою силу.

На основании основных положений ПТЭ с учетом требований заво-

да-изготовителя и рекомендаций головных исследовательских и наладочных организаций разрабатываются должностные, производственные и противоаварийные инструкции применительно к местным условиям эксплуатации. Эти инструкции являются более подробным изложением правил ПТЭ для каждой конкретной турбины, однако ни один из пунктов этих инструкций не должен противоречить соответствующим правилам ПТЭ. Знание ПТЭ является обязательным для всего обслуживающего и руководящего персонала станции.

Должностные инструкции определяют:

- а) основные требования к работнику;
- б) подчиненность;
- в) зону обслуживания;
- г) права и обязанности;
- д) ответственность.

Производственные инструкции определяют:

а) порядок приемки и сдачи смены;

б) порядок наблюдения, регулирования и обслуживания оборудования во время нормальной эксплуатации;

в) последовательность операций по пуску и остановке оборудования;

г) порядок ремонтов, осмотров и опробования резервного оборудования;

д) предельные допустимые нормы отклонения различных параметров (давления и температуры свежего пара, давления в конденсаторе, в контрольной ступени, давления и температуры масла и т. д.).

Противоаварийные инструкции определяют:

а) аварийные режимы турбоустановки;

б) порядок ликвидации различных аварий.

Кроме ПТЭ, основой составления инструкций являются информационные письма, эксплуатационные и противоаварийные циркуляры, директивные указания, типовые инст-

рукции, изданные Министерством энергетики и электрификации СССР, а также заводские данные. Производственные и противоаварийные инструкции разрабатываются для каждой турбоустановки отдельно. В них должны быть учтены особенности конструкции каждого агрегата и местные условия. Должностные инструкции являются типовыми для всех электростанций и систем.

Точное, неукоснительное выполнение всех пунктов эксплуатационных инструкций является залогом безаварийной и экономичной работы турбоагрегата. Особое внимание следует уделить разработке и освоению противоаварийных инструкций. Почти все аварии на турбоустановке протекают чрезвычайно быстро и имеют тенденцию к развитию, поэтому обслуживающий персонал должен уметь быстро распознавать признаки возникающей аварии и принимать все меры к ликвидации аварийного положения.

1-4. ПОДГОТОВКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПЕРСОНАЛА

Особую роль в обеспечении безаварийной работы турбинной установки играет система подготовки эксплуатационного персонала, включающая в себя:

- а) изучение ПТЭ и инструкций;
- б) прохождение техминимума;
- в) стажировку на рабочем месте;

г) экзамен;

д) испытательный срок работы.

Изучение ПТЭ и местных инструкций является основой подготовки эксплуатационного персонала. Эта работа проводится обучающимися самостоятельно и сопровождается ознакомлением с оборудованием по месту.

Прохождение техминимума представляет собой более высокую ступень обучения, чем простое изучение инструкций, так как в программе курсов техминимума предусмат-

ривается также изучение теоретических основ теории турбомашин, термодинамики, теории насосов и других технических дисциплин. Проведение занятий по техминимуму поручается наиболее квалифицированному инженерному персоналу.

Стажировка на рабочем месте является обязательной для всего обслуживающего персонала цеха вне зависимости от образования. В настоящее время на всех электростанциях принято правило, по которому стажировка на любую должность начинается с изучения всех рабочих мест, начиная с самой низшей должности. Это положение касается также и инженерных должностей. Вторым путем подготовки обслуживающего персонала высокой квалификации является выдвижение с низших должностей наиболее инициативных и подготовленных работников с одновременным обязательным обучением их в вузах или техникумах по системе вечернего или заочного обучения. После стажировки на низших рабочих местах производится длительная стажировка на своем рабочем месте под руководством наиболее квалифицированного специалиста, работающего в данной должности. После окончания стажировки обучающийся сдает экзамен специальной комиссии и только после этого допускается к самостоятельной работе. Результаты экзамена оформляются протоколом. Одача экзамена на должностную квалификацию не освобождает от повторных проверок знаний, которые проводятся систематически по заранее разработанному графику.

В настоящее время значительное распространение получили технические способы обучения. К ним относятся обучение на специальных пультах и тренажерах, применение автоматических экзаменаторов, разработка объемных макетов оборудования и действующих моделей отдельных узлов и механизмов.

Наиболее простым техническим средством проверки знаний являются

автоматические экзаменаторы. Они имеют много модификаций, но основная идея их общая и заключается в том, что обучающийся должен в ответ на заданный вопрос выбрать из нескольких ответов правильный. Для этого на особом панно или экране появляется вопрос, на который должен ответить экзаменуемый. На соседнем экране появляется ряд ответов, из которых только один правильный. Выбрав ответ, обучающийся нажимает соответствующую кнопку, после чего машина выдает сигнал «верно» или «неверно». Имеются машины, суммирующие ответы экзаменуемого на ряд вопросов и выдающие окончательную оценку знаний по пятибалльной системе. Основным преимуществом подобных машин является возможность самостоятельной проверки своих знаний. Однако такой способ проверки знаний не может заменить экзамена, принимаемого комиссией.

Весьма эффективным методом обучения является использование специальных тренажеров, имитирующих пульт управления. С помощью тренажеров оперативный персонал обучается основным операциям по пуску и останову основного и вспомогательного оборудования, а также ликвидации наиболее характерных аварийных ситуаций. Применение тренажеров способствует сокращению срока стажировки, при этом стажер оказывается психологически лучше подготовленным к самостоятельной работе.

1-5. ПРОТИВОАВАРИЙНЫЕ ТРЕНИРОВКИ

Противоаварийные тренировки являются эффективным средством обучения персонала на рабочих местах методом ликвидации аварий.

Проведение противоаварийных тренировок преследует цели:

а) проверку знания обслуживающим персоналом оборудования, тепловых схем, ПТЭ, производственных и противоаварийных инструкций;

б) развитие до автоматизма приемов ликвидации типичных аварий;

в) отработку навыков ликвидации крупных, редко возникающих аварий, с которыми обслуживающий персонал в практической работе еще не встречался;

г) психологическую подготовку оперативного персонала к работе в условиях аварийной ситуации.

Противоаварийные тренировки делятся на цеховые и общестанционные.

Цеховые тренировки проводятся под руководством начальника цеха и носят локальный характер, не касаясь оборудования других цехов.

Общестанционные тренировки проводятся под руководством главного инженера станции и охватывают, по возможности, весь эксплуатационный состав смены.

Тематика тренировок подбирается с учетом специфики и технического состояния оборудования, наиболее частых аварий и браков в работе, аварий на станциях с аналогичным оборудованием. Тематика тренировок должна также учитывать местные метеорологические, гидрологические и сейсмические условия.

Наиболее опасными являются аварии, вызывающие распространение аварийного положения на другие объекты. Именно такие ситуации и должны проигрываться во время аварийных учений, при этом ликвидация аварии может быть осложнена наличием дополнительных условий (стихийное бедствие, пожар и т. п.). Темы противоаварийных тренировок персоналу заранее не сообщаются.

Руководители противоаварийных тренировок обязаны детально разработать программу организации и проведения тренировок. В программе должны быть предусмотрены режим работы оборудования, тепловая схема, варианты решения тренировочных задач, расстановка контролирующих лиц по рабочим местам, условные сигналы и порядок связи.

Противоаварийные тренировки дежурного персонала обычно проводятся с развешиванием на механизмы и аппаратуру плакатов: «Открыл», «Закрыл», «Включил», «Остановил» и т. д.

Последовательность проводимых операций и время, затрачиваемое на переключение элементов схемы, фиксируется наблюдателями, находящимися на рабочих местах.

После проведения тренировки назначается разбор действий каждого участника тренировки и всей смены в целом. Лица, допустившие ошибки и неправильные действия во время тренировки, должны пройти дополнительный инструктаж, внеплановую тренировку или внеочередную проверку знаний. Если большинство участников тренировки получили неудовлетворительные оценки, тренировка по этой теме должна быть проведена вторично. Если по ходу тренировки выявится целесообразность проведения каких-либо противоаварийных мероприятий, то это должно быть отмечено в журнале тренировок, после чего руководство цеха должно осуществить эти мероприятия.

В блочных установках все оперативные переключения осуществляются с блочного щита управления (БЩУ). И здесь аварийные тренировки можно осуществлять путем вывешивания бирок и плакатов, однако наиболее качественные тренировки проводятся на специальных тренажерах, имитирующих пульт управления, где аварийные ситуации создаются с другого пульта, управляемого инструктором.

1-6. ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОЧЕГО МЕСТА И СВЯЗИ РАБОЧИХ МЕСТ

Рабочее место обслуживающего персонала цеха должно быть организовано с таким расчетом, чтобы были обеспечены безопасность работы, хороший обзор работающего оборудования, близость аппаратуры управления и приборов контроля.

Большое значение для нормальной деятельности персонала имеют санитарно-гигиенические условия на рабочем месте: освещенность, кондиционирование воздуха, низкий уровень шума. Рабочее место должно быть укомплектовано всеми необходимыми схемами, производственными и аварийными инструкциями, техническими характеристиками оборудования, чертежами узлов, режимными картами и графиками. Наиболее важные оперативные схемы должны быть вывешены на рабочем месте в специальных рамках под стеклом. Эти схемы должны быть по возможности цветными, с обозначением номеров задвижек. Наиболее современным и удобным видом схем являются мнемосхемы с расположением на них ключей дистанционного управления и сигнализации положения регулирующих органов. Эти схемы находят распространение как на главных, так и на местных щитах управления. Рабочее место должно быть снабжено всей необходимой документацией: суточными ведомостями, бланками нарядов, вахтенным журналом, книгой распоряжений, журналом дефектов оборудования. Рабочее место должно быть укомплектовано необходимым инструментом, запасными контрольно-измерительными приборами, смазочными приспособлениями, прокладочным материалом, аккумуляторным фонарем, спецодеждой. На всех рабочих местах должны иметься медицинские аптечки и индивидуальные средства пожаротушения. От правильной организации рабочего места в значительной мере зависят безошибочность и оперативность работы персонала. Поэтому совершенствование рабочего места должно быть первоочередной задачей программы НОТ предприятия.

Большое значение для четкой работы персонала и быстрой ликвидации аварий имеет правильно налаженная связь рабочих мест.

В турбинных и котлотурбинных цехах нашли применение следующие

виды связи: переговорные трубы, машинный телеграф, телефоны и средства громкой связи. Переговорные трубы применяются в основном для связи машиниста турбины со своим помощником, находящимся на отметке конденсационного помещения. Переговорные трубы снабжаются световыми и звуковыми сигналами для привлечения внимания персонала к вызову. С переходом помощника машиниста на расширенную зону обслуживания оборудования переговорные трубы утратили свое значение.

Машинный телеграф служит для связи машиниста турбины с электрическим щитом управления. С помощью машинного телеграфа в ту и другую стороны могут быть переданы короткие слова команды: «внимание», «прибавить», «убавить», «машина в опасности» и др. Колонки машинного телеграфа снабжены световыми и звуковыми сигналами.

Телефоны применяются для связи с любым абонентом станции, а также для оперативной связи. В первом случае применяется телефон с центральным вызовом через коммутатор, во втором случае используется прямая связь. В связи с ограниченностью числа абонентов, с которыми обычно ведутся переговоры с рабочих мест, широкое распространение находят телефоны с клавишным вызовом. Это ускоряет процесс вызова абонента. Ввиду значительного шума на рабочих местах телефоны устанавливаются в будках, имеющих звукоизоляцию. Для вызова к телефону применяется звуковая и световая сигнализация.

В последнее время широкое распространение на станциях находят средства громкой связи. Эта система состоит из мощных динамиков, установленных на рабочих местах, и микрофонов для обеспечения двусторонней связи. Она очень оперативна и особенно удобна при ликвидации аварий. Благодаря ей весь эксплуатационный и административный персонал находится в курсе собы-

тий, происходящих в цехе, и, кроме того, руководство цеха или главный инженер может подключиться к ликвидации аварии. В условиях нормальной эксплуатации эта связь используется как поисковая и применять ее для длительных переговоров не рекомендуется, поскольку это увеличивает уровень шума в цехе и отвлекает внимание обслуживающего персонала.

1.7. БЛОЧНЫЙ ЩИТ УПРАВЛЕНИЯ

Применение блочной компоновки основного оборудования обусловило переход на новые принципы управления энергоблоками. Эти принципы заключаются в создании единой централизованной системы управления агрегатами блока, все элементы которой размещаются на блочном щите управления (БЩУ).

Система управления блоком включает в себя приборы контроля, автоматики, аварийной сигнализации и дистанционного управления. С БЩУ осуществляется также связь с рабочими местами и центральным щитом управления. Кроме того, на БЩУ размещаются управляющие и информационно-вычислительные машины, если их установка предусмотрена проектом.

Все элементы системы управления размещаются на оперативных панелях и пультах управления. На блочном щите размещаются также электрические панели блока генератор — трансформатор, панели технологической защиты, панели регуляторов, панели питания, панели центральной сигнализации и ряд других неоперативных панелей. На пультах управления размещаются ключи дистанционного управления задвижками и электромоторами, позволяющие осуществлять пуск, останов и нормальную эксплуатацию блока. Наличие мнемосхемы и панелей аварийной сигнализации облегчает работу оперативного персонала как в нормальных, так и в аварийных условиях. С БЩУ произво-

дится также включение генератора в параллельную работу.

По установившейся практике в одном помещении БЩУ размещается управление двумя блоками. Это позволяет расширить зону управления без снижения надежности работы (рис. 1-3).

Следует отметить, что в настоящее время еще не существует унифицированной схемы расположения панелей и пультов даже для однотипного оборудования. Это объясняется поисками наиболее удобной и рациональной компоновки элементов контроля и управления блоком. На рис. 1-4 представлен план БЩУ для блоков мощностью 200 МВт. Здесь для пультов и оперативных панелей принят сомкнутый вариант компоновки с зеркальным расположением панелей каждого блока. На один блок установлено девять панелей оперативного контура: 01 — панели генераторов, 02 — панели трансформаторов собственных нужд, 03—06 — панели турбин, 07—09 — панели котлов. Остальные панели относятся к неоперативному контуру.

Применение блочных щитов управления позволило сконцентрировать все управление блоком в одном месте, что сделало эксплуатацию оборудования более оперативной, особенно в аварийных случаях. Такое решение вопроса обеспечило высокий уровень автоматизации современного оборудования, измерительной техники и дистанционного управления. С внедрением централизованных методов управления улучшаются условия безопасной работы ввиду упразднения постоянных рабочих мест около работающего оборудования. Звукоизоляция БЩУ, хорошие условия освещения и кондиционирование воздуха создают благоприятные санитарные условия для оперативного персонала.

Некоторый недостаток централизованной системы управления заключается в том, что оперативный персонал лишен возможности визуального наблюдения за работающим



Рис. 1-3. Блочный щит управления (БЩУ).

оборудованием, так как периодический обход оборудования дежурными-обходчиками систематического наблюдения заменить не может. Эту проблему может решить широкое применение телевизионных установок, телекамеры которых расположены в наиболее ответственных местах блока. Имея один телеэкран,

оператор может специальным переключателем получать изображение любых интересующих его узлов и объектов. Такая система нашла широкое распространение в США. Отметим, что для обеспечения определенного визуального обзора оборудования БЩУ блоки мощностью 300 МВт имеют одну за

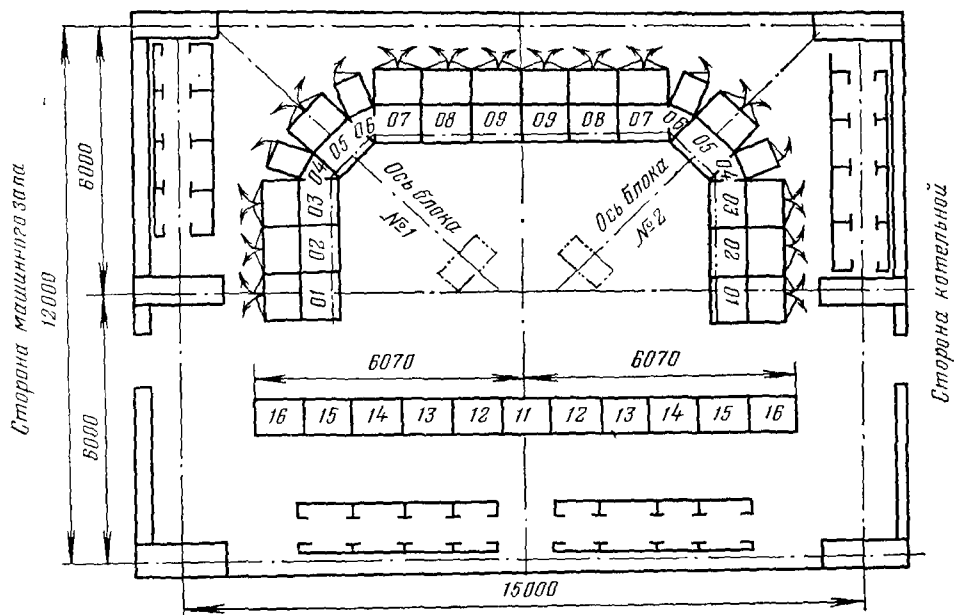


Рис. 1-4. План блочного щита управления.

стекленную стенку, выходящую в машинный зал.

Применение центральных щитов управления не исключает использования местных щитов управления, установленных в наиболее ответственных местах (питательные насосы, деаэраторы и др.). На этих

щитах устанавливается вся необходимая аппаратура контроля и управления тем или иным элементом блока.

Местные щиты управления используются при пусках блока, а также для контроля за работой оборудования при обходах.

Глава вторая

ПУСК И ОСТАНОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

2-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Пуски и остановки паровой турбины являются наиболее ответственными этапами эксплуатации паротурбинной установки. Эти операции связаны со значительными изменениями механического и термического состояния элементов турбины и паропроводов. Поэтому от правильного проведения режимов пуска и останова существенно зависят эксплуатационная надежность и долговечность турбоагрегата.

Опыт эксплуатации турбин большой мощности показал, что значительная часть аварий с турбинным оборудованием происходит при пуске вследствие неправильного режима прогрева, ошибочных действий персонала, а также некоторых конструктивных недостатков агрегата. Следует отметить, что если некачественный пуск или останов турбины и не приведет непосредственно к аварии в данный момент, то это обстоятельство не пройдет бесследно, а скажется в дальнейшем. Анализ режимов работы современных турбоагрегатов неопровержимо доказывает, что появление трещин в корпусах турбин, клапанов и в паропроводах, прогиб роторов и цилиндров турбин, коробление фланцев горизонтального разъема, ослабление посадочных соединений, изменение структурного состояния металла, повышенный износ подшипников, а также ряд других не-

поладок, выявившихся в начальной стадии эксплуатации, являются прямым следствием некачественных пусков.

Обслуживающий персонал турбинного (котлотурбинного) цеха должен иметь четкое представление о физических процессах, происходящих в отдельных узлах и элементах установки при пусковых операциях, и не допускать отклонений от инструкций, разработанных применительно к данному оборудованию на основании опыта эксплуатации и рекомендаций заводов-изготовителей.

К наиболее сложным случаям неустановившегося тепломеханического состояния турбины относится пуск, поскольку возникающие в процессе его термические и механические напряжения в элементах агрегата, как правило, суммируются. Кроме того, при пуске неостывших турбин возникают дополнительные трудности, которые не встречаются в процессах останова. Особые проблемы возникают при пуске блочных турбоагрегатов на докритические и закритические параметры пара. Их рассмотрение выделено в особый раздел.

К основным изменениям механического состояния турбоагрегата при пуске и нагружении относятся:

а) возникновение напряжений в паропроводах, корпусах турбин и клапанов от внутреннего давления пара;

б) возникновение напряжений изгиба в диафрагмах, дисках, направляющих и рабочих лопатках;

в) появление напряжений от центробежных сил в рабочих лопатках, дисках, барабанах, втулках и других вращающихся элементах турбоагрегата;

г) появление касательных напряжений на валу турбины вследствие передачи на вал генератора крутящего момента;

д) возникновение знакопеременных напряжений от вибрации в рабочих лопатках, валах и других элементах турбоустановки;

е) появление осевого усилия, действующего на упорный подшипник.

Таким образом, в процессе пуска и нагружения турбины отдельные узлы и детали турбоагрегата испытывают сложнапряженное состояние, при этом напряжения в некоторых деталях достигают весьма высоких значений.

Рассмотрим теперь явления, вызываемые нестационарностью теплового состояния элементов турбины при пуске. К ним относятся:

а) появление термических напряжений в стенках и фланцах корпуса турбины, паропроводов, стопорных и регулирующих клапанов;

б) появление дополнительных растягивающих напряжений в шпильках горизонтального разъема корпуса турбины, а также в шпильках фланцевых соединений клапанов и паропроводов;

в) возникновение термических напряжений в роторе турбины;

г) возникновение прогиба цилиндра вследствие разности температур верхней и нижней части корпуса турбины;

д) изменение линейных размеров ротора и статора (удлинение турбины);

е) изменение осевых зазоров в проточной части турбины вследствие разности удлинений ротора и корпуса;

ж) изменение радиальных зазоров в проточной части турбины;

з) изменение посадочных напряжений деталей ротора, имеющих температурный натяг.

Все перечисленные явления усложняют пуск турбины, увеличивают продолжительность его и могут послужить причиной аварии при нарушении режима прогрева.

Уместно также отметить, что если от механических перегрузок турбину предохраняют различные защитные устройства (предохранительные клапаны, центробежные регуляторы и выключатели), то от недопустимых термических напряжений турбина ничем не защищена. В этом случае безопасность турбины полностью зависит от правильности выбранной методики пуска, а также от квалификации и степени подготовленности обслуживающего персонала. Разработка оптимального режима пуска агрегата основывается на теоретических и экспериментальных исследованиях, проводимых научно-исследовательскими институтами, заводами-изготовителями и головными наладочными организациями.

Поскольку в процессе прогрева отдельные узлы турбины испытывают значительные температурные напряжения, важнейшей задачей этих исследований является определение температурных полей и напряжений. Эта задача решается в следующей последовательности:

1) определяется коэффициент теплоотдачи от греющей среды к стенке;

2) определяются температурные поля в нагреваемом элементе в любой момент времени;

3) находятся термические напряжения в наиболее опасных сечениях при максимальном перепаде температур.

Определение коэффициентов теплоотдачи от пара к стенке в процессе прогрева турбины и паропроводов является задачей сложной и малоизученной. В любой момент времени в процессе прогрева меняются скорости пара и его параметры. Кроме того, в начальный момент прогрева происходит конденсация пара, что приводит к резкому, скачкообразному изменению коэффициента теплоотдачи. Наряду с изменением параметров пара во времени давление, температура и скорость его изменяются также по длине обогреваемого элемента. Так, например, разность температур пара в начале и конце главного паропровода при прогреве может составить 100—150°C.

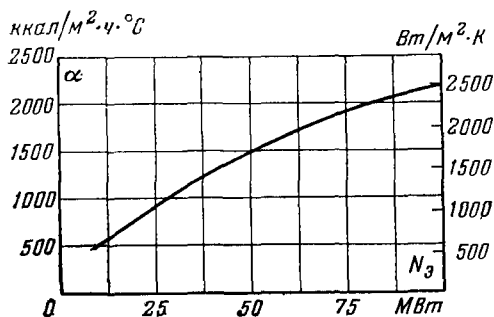


Рис. 2-1. Зависимость от нагрузки коэффициента теплоотдачи от пара к корпусу турбины.

Таким образом, местный коэффициент теплоотдачи является функцией не только времени, но и места.

Для некоторых турбин коэффициенты теплоотдачи от пара к стенке корпуса турбины были представлены П. Г. Третьяковым [76] в виде зависимости

$$\alpha = A + B\bar{n} + C(\bar{N})^m, \quad (2-1)$$

где $\bar{n}$ и $\bar{N}$ — частота вращения и мощность турбины в безразмерном виде; коэффициенты A , B , C и показатель m определяются опытным путем для каждой турбины и ее отдельных узлов.

По опытным данным коэффициент теплоотдачи от пара к стенке корпуса турбины в процессе прогрева колеблется от 23,26 до 2326 Вт/(м²·K) [от 20 до 2000 ккал/(м²·ч·°C)] и более при условии, что пар остается перегретым.

На рис. 2-1 представлен график зависимости от нагрузки коэффициента теплоотдачи от пара к корпусу турбины ВК-100-2 в зоне регулирующей ступени, полученных на основании эксперимента [61]. Как видно из графика, на заключительном этапе прогрева при наборе нагрузки коэффициент теплоотдачи от пара к стенке изменяется весьма значительно.

Расчет температурных полей производится методами нестационарной теплопроводности.

Распределение температуры в направлении теплового потока через стенку может быть выражено в общем виде следующей критериальной зависимостью:

$$\bar{T} = f\left(\frac{x}{S/2}, Fo, Bi\right), \quad (2-2)$$

где $\bar{T}$ — безразмерная температура; Fo — критерий Фурье (безразмерное время); Bi — критерий Био (отношение внутреннего термического сопротивления к внешнему); x — текущая координата; S — толщина стенки.

$$Fo = \frac{\alpha \tau}{(S/2)^2}, \quad (2-3)$$

где α — коэффициент температуропроводности, $\alpha = \lambda / c\gamma$; τ — время; λ — коэффициент теплопроводности металла; c — теплоемкость металла; γ — удельный вес металла.

$$Bi = \frac{\alpha (S/2)}{\lambda}, \quad (2-4)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от среды к стенке;

$$\bar{T} = \frac{t_{cp} - t}{t_{cp} - t_0} \quad (\text{при нагреве}); \quad (2-5)$$

$$\bar{T} = \frac{t - t_{cp}}{t_0 - t_{cp}} \quad (\text{при охлаждении}); \quad (2-6)$$

t_{cp} — температура греющей среды; t_0 — начальная температура стенки; t — текущая температура на расстоянии x от обогреваемой поверхности пластины.

Анализ приведенных формул показывает, что некоторые физические величины в процессе нагрева мало меняются и их в первом приближении можно принять постоянными (теплоемкость, теплопроводность и удельный вес металла).

В связи с этим характер температурных полей в пластине определенной толщины в основном будет определяться коэффициентом теплоотдачи к стенке и временем прогрева, как это видно из рис. 2-2.

Характер представленных на рис. 2-2 температурных кривых позволяет сделать вывод, что при всех прочих равных условиях разность температур по толщине стенки, а следовательно, и термические напряжения в ней в значительной мере зависят от коэффициента теплоотдачи. В процессе увеличения плотности греющего пара увеличивается коэффициент теплоотдачи к стенке, и поэтому для сохранения при-

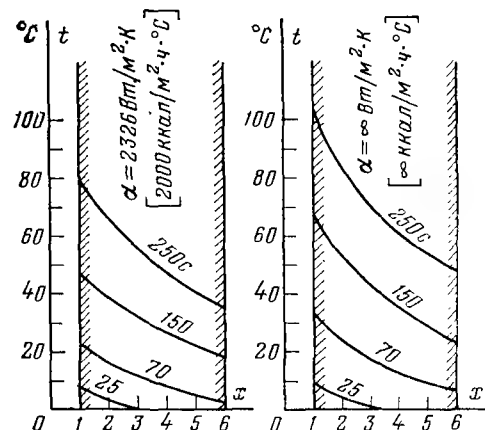


Рис. 2-2. Распределение температуры по сечению пластины для различных моментов времени при разных коэффициентах теплоотдачи.

емлемой разности температур по толщине стенки скорость повышения параметров греющего пара должна уменьшаться.

Температурные кривые, представленные на рис. 2-2, построены по результатам расчетов. Следует, однако, отметить, что точные решения уравнений нестационарной теплопроводности имеются только для тел простой геометрической формы: пластины, трубы бесконечной длины, цилиндры, сферы. Что касается корпуса турбины и ее узлов, то они имеют весьма сложную форму, затрудняющую аналитическое исследование температурных полей.

Отметим, что и у элементов, имеющих достаточно простую геометрическую форму, как, например, трубопроводов постоянного диаметра, тепловое поле искажается наличием фланцевых соединений и осевой растечкой тепла вдоль трубопровода.

Особенно в неблагоприятных условиях в этом отношении находится корпус турбины. Если его геометрическую форму с некоторым приближением можно принять за полый цилиндр, то наличие массивных фланцев делает весьма затруднительным аналитический расчет температурных полей корпуса в области фланцевого соединения. В этом случае исследования должны проводиться экспериментальными методами.

Весьма плодотворным для исследования температурных полей является применяющийся в последнее время метод электротепловой аналогии. Сущность его заключается в электрическом моделировании явлений теплопроводности. Поскольку распределение температурных и электрических полей описывается подобными дифференциальными уравнениями, исследование тепловых потенциалов можно заменить анализом электрических потенциалов, создавая подобные граничные условия на исследуемой модели. Такой метод значительно проще и дешевле непосредственного моделирования тепловых процессов.

Помимо электротепловой аналогии, при изучении температурных полей в элементах турбомашин используется метод гидротепловой аналогии, осуществляемый с помощью гидроинтеграторов.

При исследовании температурных полей в натурных условиях применяется метод непосредственного измерения температур по толщине стенки с помощью термпар. Это позволяет контролировать и корректировать результаты аналитических расчетов, а также исследовать температурные поля в элементах сложной формы, где использование теоретических расчетов оказывается невозможным.

Накопленный опыт исследования температурных полей позволил получить ряд полуэмпирических зависимостей, позволяющих с достаточной точностью производить прочностные расчеты.

Как известно, распределение температур по толщине стенки хорошо описывается уравнением параболы второго порядка

$$t = t_n + \Delta t \left(\frac{x}{\delta} \right)^2, \quad (2-7)$$

где $\Delta t = t_{вн} - t_n$ — температурный перепад по толщине стенки; t — текущая температура; $t_{вн}$ и t_n — температуры внутренней и наружной поверхностей стенки; x — текущая координата (отсчет от наружной поверхности стенки); δ — толщина стенки.

Наличие подобной зависимости позволяет по результатам ограниченного количества замеров строить температурные поля по всей толщине стенки. В местах, недоступных для постановки термпар, значения температур можно получить путем интерполяции или экстраполяции имеющихся данных.

Зависимость (2-7) позволяет в эксплуатационных условиях вести режим прогрева некоторых сравнительно тонкостенных деталей по показаниям одной термпары, зачеканенной в стенку. Для этого расчетным путем или на основании эксперимента определяется рекомендуемая скорость изменения температуры.

Для определения максимального температурного перепада по скорости изменения температуры стенки может быть использована известная зависимость

$$\Delta t = K \frac{\delta^2}{2a} \frac{dt}{d\tau}, \quad (2-8)$$

где $dt/d\tau$ — скорость изменения температуры стенки; K — коэффициент, полученный на основании опытных данных, изменяющийся от 1,2 до 1,3, при этом меньшая величина соответствует скоростям прогрева 5—6°C/мин; большая — скоростям прогрева более 6°C/мин. Остальные обозначения приведены ранее.

Эта формула справедлива как для плоской стенки, так и для трубы. Ее особое преимущество заключается в том, что здесь в качестве единственной переменной используется чисто эксплуатационная величина — скорость изменения температуры стенки. Однако в тех случаях, когда непосредственное измерение разности темпера-

ту по толщине стенки Δt не вызывает особых затруднений, ее надо определять экспериментально.

Определение температурных напряжений является основной целью проводимых расчетов и испытаний.

Как и в случае определения температурных полей, аналитический расчет напряжений значительно затрудняется из-за неправильной геометрической формы обогреваемых деталей. Поэтому распространение на эти элементы формул, полученных для тел правильной геометрической формы, дает определенные погрешности.

При параболическом распределении температуры по толщине зашеченной пластины напряжения в любой точке ее могут быть определены по формуле [19]

$$\sigma_t = \frac{\beta E}{1-\mu} \left[\frac{1}{3} - \left(\frac{x}{\delta} \right)^2 \right] \Delta t; \quad (2-9)$$

здесь σ_t — термические напряжения; β — коэффициент линейного расширения; E — модуль упругости; μ — коэффициент Пуассона. Остальные обозначения приведены ранее.

При значениях $x=0$ и $x=\delta$ мы получим напряжения соответственно на наружной и внутренней поверхностях стенки:

$$\sigma_t^{\text{н}} = \frac{1}{3} \frac{\beta E}{1-\mu} \Delta t; \quad (2-10)$$

$$\sigma_t^{\text{вн}} = -\frac{2}{3} \frac{\beta E}{1-\mu} \Delta t. \quad (2-11)$$

Из формул (2-10) и (2-11) видно, что напряжения на внутренней и внешней поверхностях стенки различаются по знаку, причем наружная поверхность испытывает при прогреве напряжения растяжения, а внутренняя — напряжения сжатия. При такой картине распределения напряжений где-то внутри стенки будут находиться волокна, не испытывающие напряжений. Согласно формуле (2-9) эти точки будут находиться на расстоянии $x=0,577\delta$ от внешней поверхности стенки. На рис. 2-3 приводятся эпюры распределения тем-

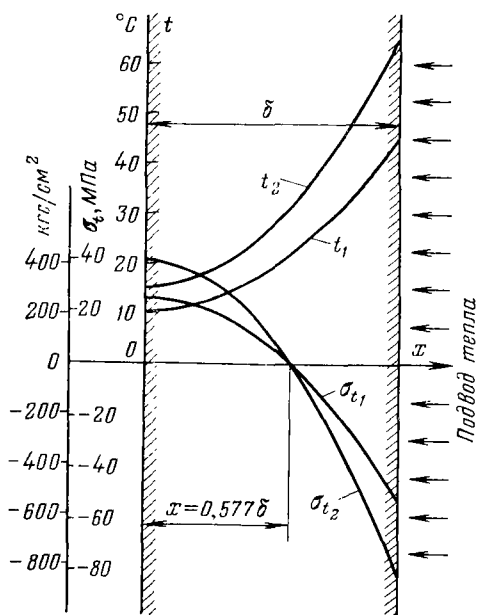


Рис. 2-3. Эпюры распределения температур и термических напряжений в стенке при различных температурных перепадах.

ператур и напряжений в пластине при различных температурных перепадах.

Как видно из формул (2-10) и (2-11), в наиболее тяжелых условиях при прогреве находится внутренняя поверхность стенки. Наличие внутреннего давления несколько уменьшает термические напряжения от сжатия, однако его влияние незначительно, так как во время прогрева турбоагрегата давление пара внутри корпуса турбины или паропровода невелико. Зато эти напряжения могут резко возрасти при быстром изменении температуры (тепловой удар).

В зарубежной практике нашла распространение несколько видоизмененная формула для определения термических напряжений на внутренней поверхности:

$$\sigma_t^{\text{вн}} = -\frac{\kappa \beta E}{1-\mu} \Delta t, \quad (2-12)$$

где коэффициент κ принимает значение $1/2$ — при стационарном режиме. $2/3$ — при умеренном прогреве и 1 — при резком изменении температуры (тепловой удар).

Если принять в первом приближении коэффициенты β , E и μ не зависящими от температуры, напряжения в стенке корпуса, фланце или паропроводе будут зависеть только от разности температур по толщине стенки. Величина этой разности зависит от скорости прогрева, толщины стенки и качества тепловой изоляции. Поэтому турбины высокого давления должны иметь особо качественную изоляцию и строго рассчитанную скорость прогрева. Что же касается толщины стенок корпусов турбины, фланцев и трубопроводов, то она выбирается из условий механической прочности.

Применение в новейших турбинах толстостенных конструкций чрезвычайно усложнило условия работы различных элементов турбоагрегата. По мнению некоторых авторов, в установках высокого и сверхкритического давления многие пусковые операции до сих пор проводятся с термическими напряжениями, превышающими предел текучести.

Из всех элементов, испытывающих термические напряжения, в наиболее тяжелых условиях находятся фланцевые соединения корпусов турбин высокого давления. Из-за большой металлоемкости они прогреваются очень медленно, вследствие чего в этих элементах наблюдаются наибольшие разности температур.

В качестве примера можно привести размеры фланцев турбины К-300-240 ХТГЗ, где фланцы наружного корпуса ЦВД имеют в районе паровпуска высоту 500 мм и ширину 430 мм, а в ЦСД — высоту 420 мм и ширину 300 мм. При таких размерах температурный перепад по ширине фланцев при отсутствии наружного обогрева их в процессе пуска может достигать значительной величины даже при умеренной скорости прогрева.

К максимальным термическим напряжениям, которые согласно формуле (2-11) имеют место на внутренней поверхности фланцев, при-

бавляются напряжения от затяжки шпилек и разности температур между фланцами и шпильками.

Затяжка шпилек должна обеспечить достаточную плотность фланцевого соединения во избежание пропаривания горизонтального разъема. В турбинах высокого давления, где из-за высоких температур металла имеет место релаксация напряжений, первоначальная затяжка шпилек производится до 294 МПа (3000 кгс/см²). Внутренняя поверхность фланца испытывает при этом дополнительные напряжения сжатия, к которым прибавляются еще напряжения от разности температур между фланцем и шпилькой.

Поскольку между верхним фланцем и шпилькой имеется воздушный зазор, а в резьбовом соединении шпильки с нижним фланцем — термическое сопротивление, разность температур между шпилькой и фланцем может составлять несколько десятков градусов.

По данным испытаний турбины К-200-130 [19] было установлено, что первоначальная затяжка шпилек с напряжениями 294 МПа (3000 кгс/см²) даже при номинальной нагрузке, когда давление пара в камере регулирующей ступени ЦВД составляет 8,83 МПа (90 кгс/см²), создает на внутреннем уплотнительном пояске фланцев напряжения сжатия более 98,1 МПа (1000 кгс/см²). К этой величине следует еще добавить напряжения от разности температур фланцев и шпилек, составляющие приблизительно 2,16—2,45 МПа (22—25 кгс/см²) на каждый градус температурной разности. Таким образом, несмотря на некоторую разгрузку от давления пара внутри корпуса турбины, суммарные напряжения на внутреннем уплотняющем пояске будут весьма значительными. В настоящее время заводами-изготовителями установлена максимально допустимая разность температур по ширине фланцев, не имеющих обогрева, при пуске в пределах

100—120°C. Есть основания полагать, что эта величина является завышенной и там, где это возможно, ее следует снизить до 80°C.

Для уменьшения температурного перепада по ширине фланца прогрев корпусов турбин высокого и сверхкритического давления должен производиться со скоростями, значительно меньшими, чем скорости прогрева трубопроводов и других элементов агрегата. Поэтому время пуска турбины высокого давления с момента начала прогрева корпуса определяется в основном временем прогрева фланцевого соединения. Для оценки этого времени может быть рекомендована следующая приближенная формула [23]:

$$\tau = \frac{\beta E C^2 (t_k - t_n)}{3(1 - \mu) \alpha \sigma_t}, \quad (2-13)$$

где τ — время, ч; t_n , t_k — начальная и конечная температуры фланца, °C; σ_t — допустимая величина термического напряжения во фланце; C — ширина фланца, м.

Следующим фактором, ограничивающим скорость пуска турбоагрегата, является возникновение в процессе пуска разности температур между фланцами и шпильками. Наряду с появлением дополнительных напряжений сжатия во фланце шпильки при этом испытывают значительные дополнительные напряжения растяжения. Это в первую очередь относится к турбинам высокого давления, где напряжения от затяжки шпилек велики.

Напряжения, возникающие из-за разности температур между фланцами и шпильками, можно рассчитать по формуле [19]

$$\sigma_{ш} = k_n E_{ш} (\beta_f t_f - \beta_{ш} t_{ш}), \quad (2-14)$$

где β_f и $\beta_{ш}$ — коэффициенты линейного расширения материалов фланца и шпильки; t_f и $t_{ш}$ — температуры фланца и шпильки; $E_{ш}$ — модуль упругости материала шпильки; k_n — коэффициент податливости фланца. Коэффициент податливости фланца учитывает уменьшение напряжений

в шпильке за счет упругого сжатия материала фланцев. Этот коэффициент принимается обычно равным 0,8.

Дополнительные напряжения, возникающие в шпильке от разности температур «фланец — шпилька», ориентировочно можно принять равными 2,16—2,45 МПа (22—25 кгс/см²) на каждый градус этой разности.

Наряду с корпусом значительные термические напряжения при неустановившемся режиме испытывает и ротор. В процессе прогрева тепловой поток направлен от периферийных волокон ротора к его центру (при охлаждении — в обратном направлении). Возникающая при этом разность температур приводит к появлению термических напряжений в металле ротора, которые особенно велики при резких теплосменах (тепловых ударах). В наиболее тяжелых условиях при этом находятся массивные роторы, например роторы среднего давления мощных турбоагрегатов, на которые поступает пар высокой температуры после промперегрева. Эти роторы по своей массе соизмеримы с цилиндрами турбины и перед толчком не могут быть прогреты в такой же степени, как роторы ЦВД.

Наличие на поверхности ротора концентраторов напряжений может привести к образованию трещин вследствие малоциклового усталости металла. Такими концентраторами напряжений являются термокомпенсационные канавки в области лабиринтных уплотнений. Эти канавки выточены на валу для того, чтобы предохранить ротор от прогиба в случае задеваний в лабиринтных уплотнениях. При наличии термокомпенсационных канавок тепло, выделяющееся вследствие трения, локализуется на узком участке и температурные деформации не выходят за пределы участка вала, ограниченного двумя канавками.

При резких теплосменах вследствие концентрации напряжений в области этих канавок термические

напряжения могут значительно превзойти предел текучести металла ротора и сократить срок службы его даже при ограниченном числе теплосмен.

Теория малоциклового усталости в настоящее время разработана еще недостаточно полно, чтобы дать надежные методы расчета. Однако существующие формулы позволяют ориентировочно связать количество теплосмен с величиной местных термических напряжений.

Расчеты показывают, что наиболее опасными режимами с точки зрения появления усталостных трещин на роторах современных турбин сверхкритических параметров являются глубокие сбросы нагрузки, а также пуски из неостывшего состояния.

Следствием термически неустойчившегося состояния является также появление разности температур верха и низа корпуса турбины при останове ее. Эта разность температур может появиться также при пуске из-за скопления конденсата в нижних точках корпуса турбины при неудовлетворительной работе дренажных устройств.

Наличие разности температур между верхом и низом корпуса приводит к выгибу корпуса вверх, тем более значительному, чем больше длина корпуса между опорами. Выгиб корпуса приводит к уменьшению нижних радиальных зазоров в уплотнениях диафрагм, что может явиться причиной задевания ротора о статор при вращении ротора. Задевание ротора о гребни лабиринтных уплотнений, помимо срабатывания гребней, может вызвать местный перегрев вала и как следствие этого термический прогиб его. Все это ставит вопрос о допустимой величине температурного перепада между верхом и низом цилиндра из условий безопасного пуска турбины. Точное аналитическое решение этого вопроса затрудняется из-за сложной конфигурации корпуса и различных значений разностей температур

верха и низа корпуса по его длине. В упрощенном виде прогиб цилиндра определяется по формуле [41]

$$f = \frac{\beta \Delta t L^2}{8d}; \quad (2-15)$$

здесь β — коэффициент линейного расширения металла; d — средний диаметр цилиндра; L — длина цилиндра между опорами; Δt — усредненный температурный перепад, равный средней арифметической величине разностей температур верха и низа корпуса по длине.

Сравнивая полученный по формуле (2-15) прогиб цилиндра с минимальными нижними радиальными зазорами в диафрагменных уплотнениях, можно определить допустимый перепад температур между верхом и низом цилиндра, при котором задевания вала о гребни уплотнений будут исключены.

При изменении температурного состояния турбины в процессе пуска происходит изменение линейных размеров цилиндров турбины из-за теплового расширения металла. Особенно интенсивно расширение происходит по длине турбоагрегата, поскольку в этом направлении корпуса имеют наибольшие размеры и тепловые расширения отдельных цилиндров суммируются.

Для обеспечения свободы тепловых расширений турбины и сохранения соосности ротора и корпуса ее используется система направляющих шпонок, установленных на рамах подшипников. Пересечение осей продольных и поперечных шпонок образует мертвую точку, в окрестности которой перемещения корпуса равны нулю. Местоположение мертвой точки выбирается с таким расчетом, чтобы исключить перемещение выхлопных патрубков турбин, соединенных с тяжелыми конденсаторами. Из этих соображений мертвая точка в конденсационных турбинах образуется на выхлопном патрубке турбины, а в турбинах с противодавлением — на заднем стуле подшипника. От этих точек и про-

исходит расширение турбины, причем максимальное смещение имеет место на переднем стуле подшипника, которое в современных мощных агрегатах может достигать нескольких десятков миллиметров. Эти перемещения направляются продольными шпонками, установленными на рамах подшипников. Контроль за абсолютными расширениями статора осуществляется с помощью специальных дистанционных и местных указателей, расположенных на рамах подшипников.

Для обеспечения соосности корпусов и подшипников турбины в вертикальной плоскости эти элементы имеют вертикальные шпонки. Расширение цилиндров в горизонтальной плоскости происходит в обе стороны от вертикальных шпонок и направляется поперечными шпонками, расположенными в местах опирания лап цилиндров на подшипники. Эти деформации также контролируются в процессе пуска турбины.

На рис. 2-4 представлена схема тепловых расширений цилиндров турбины К-200-130 с указанием направлений перемещения подвижных опор.

При нормальных температурных расширениях абсолютное удлинение никаких ограничений по пуску турбины не вызывает. Однако, если свободное расширение корпусов турбины чем-то ограничивается (заклинивание в шпоночных соединениях,

«опрокидывание» стула, отсутствие необходимых зазоров между скользящими опорами и болтами), то в корпусе возникают дополнительные напряжения и деформации, которые могут вызвать нарушение соосности агрегата и появление вибрации. Эти явления могут не только задерживать пуск турбины, но и сделать его вообще невозможным.

Все вышеперечисленные дефекты могут быть устранены в ремонтный период. Для этого необходимо вести постоянный тщательный контроль за удлинениями корпусов при пусках и остановках турбины.

Наиболее надежным признаком, указывающим на отсутствие задеваний в подвижных опорах турбины, является возвращение этих элементов в исходное положение после полного остывания турбины.

При рассмотрении вопросов пуска турбин необходимо учитывать изменение осевых зазоров в проточной части и уплотнениях вследствие разности тепловых расширений ротора и статора.

Осевые зазоры между соплами и рабочими лопатками в проточной части турбины устанавливаются из конструктивных соображений с учетом того факта, что с уменьшением осевых зазоров экономичность турбоагрегата увеличивается. При этом учитывается, что при стационарном режиме работы зазоры несколько изменятся за счет разности коэффи-

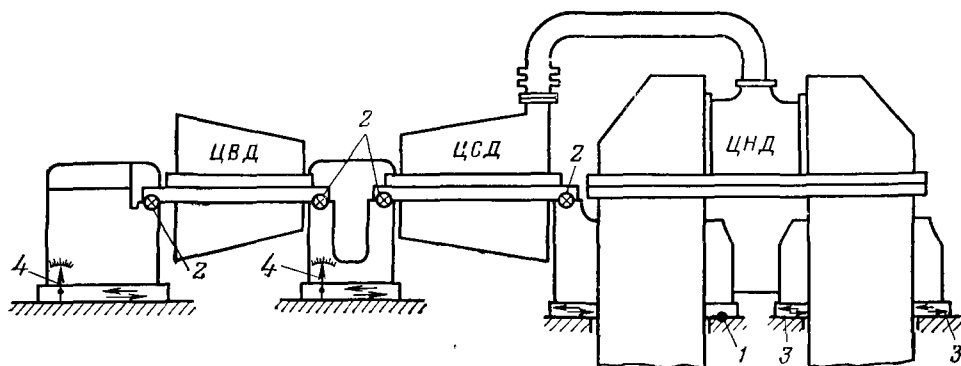


Рис 2-4. Схема тепловых расширений турбины К-200-130.

1 — мертвая точка; 2 — поперечные шпонки; 3 — скользящие опоры; 4 — указатель расширения.

циентов линейного расширения ротора и статора. Что же касается неустановившегося термического состояния, то здесь величина зазоров будет зависеть от режима прогрева или охлаждения турбины.

При прогреве турбоагрегата ротор, имея, как правило, значительно меньшую массу и большую поверхность, чем корпус, нагревается быстрее и приобретает более высокую температуру, чему способствует также более высокий коэффициент теплоотдачи к вращающимся дискам ротора.

Это приводит к разным по величине тепловым расширениям ротора и статора турбины и соответствующему изменению осевых зазоров в проточной части.

Одновременно с этим происходит изменение и радиальных зазоров, однако вследствие сравнительно небольших размеров турбины в радиальном направлении изменение радиальных зазоров в процессе прогрева особых опасений не вызывает.

Что же касается осевых зазоров, то здесь при большой длине турбоагрегата абсолютная величина осевого зазора изменяется весьма сильно, и при неправильном режиме прогрева может произойти задевание вращающихся частей о неподвижные.

Особенно в неблагоприятных условиях находятся многоцилиндровые турбины, упорный подшипник которых расположен в переднем стуле. В этом случае изменение осевых зазоров в проточной части и лабиринтных уплотнениях ЦНД особенно велико, поскольку при таком расположении упорного подшипника относительные изменения осевых размеров ротора по цилиндрам суммируются.

В современных крупных турбоагрегатах упорный подшипник расположен между цилиндрами высокого и среднего давлений. Такая компоновка уменьшает суммарное относительное удлинение вращающихся элементов турбомашин и об-

легчает пусковые операции. Однако в случае турбин с несколькими ЦНД каждый из них имеет свою мертвую точку, что приводит также к очень большому изменению осевых зазоров.

Выбор рациональных осевых зазоров в проточной части является актуальной проблемой современного турбостроения, поскольку в данном случае вопросы безопасности работы вступают в противоречие с вопросами экономичности. В настоящее время характер изменения осевых зазоров в зависимости от режимов работы изучается целым рядом головных институтов и наладочных организаций. Разработанные ВТИ и ЦКТИ паровые и электромагнитные щупы позволяют экспериментально определять изменение осевых и радиальных зазоров в турбинах.

Однако при конструировании новых турбоагрегатов приходится производить аналитический расчет осевых зазоров при различных температурных состояниях турбины. Метод такого расчета имеется. Он основан на составлении тепловых балансов отдельных участков турбины за небольшие промежутки времени и определении локальных температурных расширений, которые затем суммируются. Несмотря на некоторую трудоемкость расчетов, их легко запрограммировать для электронной вычислительной машины.

В эксплуатационных условиях относительное удлинение или укорочение ротора контролируется с помощью штатных указателей, установленных на крышках подшипников. В мощных турбоустановках применяются дистанционные указатели, вторичные приборы которых выведены на блочный щит управления.

Следует также иметь в виду поведение элементов ротора, посаженных на вал с натягом, при нестационарном тепловом режиме. К таким элементам относятся насадные диски и втулки уплотнений. При их прогреве вследствие направления теплового потока от периферии к центру и значительного термического сопротивления в местах посадки температура их может оказаться существенно выше температуры вала, вследствие чего произойдет ослабление посадки этих деталей и натяг их может исчезнуть совсем. В этих случаях диски хотя

и предохраняются от проворачивания на валу шпоночным соединением, однако такой режим не может считаться безопасным, поскольку он вызовет радиальное смещение дисков и связанную с ним сильную вибрацию турбины.

Кроме того, при частых теплосменах в шпоночных пазах как местах концентрации напряжений с течением времени могут развиваться трещины. Их возникновение связано с количеством и режимом теплосмен, а также с величиной начального натяга.

Еще в более тяжелых условиях находятся втулки переднего концевой уплотнения. Имея небольшую толщину, они прогреваются очень быстро. В процессе быстрого пуска это может привести не только к исчезновению натяга, но и появлению зазора между валом и втулкой. Втулка при этом может сместиться в радиальном направлении, вызвать вибрацию ротора и задевания в лабиринтных уплотнениях. Это явление может наблюдаться в первую очередь у турбин высокого давления со значительными изменениями температуры пара и большими диаметрами валов в местах посадки втулок.

В турбине К-100-90 втулки переднего уплотнения имеют внутренний диаметр 380—460 мм и насажены на вал с натягом 0,35—0,4 мм. Это значит, что при разности температур втулок и вала 60—70°C натяг полностью исчезает даже в случае неподвижного ротора. Если учесть центробежные силы, возникающие во втулке при рабочих числах оборотов ротора, исчезновение натяга может произойти и при меньших разностях температур.

По данным исследований [85], проведенных на турбинах высокого давления с насадными втулками, режим прогрева передних втулок лабиринтного уплотнения оказывает существенное влияние на время пуска турбины. При останове и охлаждении турбины, когда тепловой поток направлен от центра вала к периферии, насадные детали испытывают значительные напряжения от увеличения натяга. И в этом случае тонкие втулки находятся в наиболее тяжелых условиях.

Особенно неблагоприятное воздействие на втулки оказывает подвод охлажденного пара к концевым уплотнениям во время остановки или пуска турбины из горячего состояния. С учетом перечисленных обстоятельств современные мощные турбоагрегаты выполняются без насадных втулок и насадных дисков в области высоких температур.

2-2. ПУСК КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ИЗ ХОЛОДНОГО СОСТОЯНИЯ

Пуск паровой турбины осуществляется согласно инструкции по эксплуатации, разработанной заводом-изготовителем или наладочной организацией. Режим пуска турбины зависит от типа турбоагрегата, его мощности, начальных параметров, конструктивных особенностей, особенностей тепловой схемы станции, а также местных условий. С ростом единичной мощности и переходом на пар высоких и сверхкритических параметров процессы пуска и эксплуатации паровых турбин существенно усложнились. Определенными особенностями отличается пуск блочных установок, при котором блок котел — турбина — генератор пускается как единый агрегат.

Все это показывает, что единой методики пуска турбин вне зависимости от их мощности и конструкции дать нельзя.

Ниже рассматриваются без подробной детализации лишь основные операции по пуску конденсационной паровой турбины.

Операции по пуску турбины можно разделить на три характерных периода:

первый период — подготовка к пуску;

второй период — пуск и повышение частоты вращения ротора до номинальной;

третий период — включение генератора в сеть и нагружение турбины.

К первому периоду относятся следующие операции:

а) Осмотр всего основного и вспомогательного оборудования турбоагрегата.

При этом осмотре необходимо убедиться в том, что все ремонтные работы закончены; инструмент, ограждения, запасные части убраны; все средства техники безопасности (заземления, защитные кожухи и покрытия) установлены на место, снятая изоляция восстановлена, ра-

бочие места находятся в чистом состоянии.

Необходимо также проверить по записям в оперативном журнале, что наряды, по которым производились ремонтные работы на турбоагрегате и вспомогательном оборудовании, закрыты.

б) Проверка наличия контрольно-измерительной аппаратуры.

Необходимо проверить наличие и правильность показаний манометров, потенциометров, указателей осевого сдвига, относительного расширения и прогиба ротора. Особое внимание следует обратить на приборы, контролирующие пусковые операции.

Необходимо также проверить наличие запасных контрольно-измерительных приборов: манометров, ртутных термометров, ручного тахометра.

в) Проверка действия средств сигнализации и связи между рабочими местами.

Проверке подлежат машинный телеграф, командные аппараты, средства вызова (акустические, световые), средства громкой акустической связи, а также аварийная сигнализация, включаемая вручную.

г) Проверка состояния и положения пароводяной арматуры.

Проверяется наличие напряжения на сборках привода электромоторов задвижек. Производится опробование дистанционного управления задвижками, а также пусковыми РОУ и БРОУ. Проверяется соответствие направления вращения электромоторов дистанционного привода положению управляющего ключа. Проверяется правильность работы дистанционных указателей положения пароводяной запорной арматуры.

д) Запись показаний приборов, контролирующих тепловое расширение цилиндров турбины, относительное удлинение роторов, осевой сдвиг и температуру металла в контрольных точках. Сравнение показаний механических указателей теплового

расширения турбины с показаниями дистанционных приборов на щите управления.

е) Проверка через дежурный персонал электроцеха готовности генератора к пуску. Заполнение генератора водородом. Последняя операция производится после ремонта турбогенератора или длительного простоя. При кратковременных остановках освобождение генератора от водорода не производится.

Заполнение генератора водородом производится в два этапа: сначала корпус генератора заполняется углекислым газом, а затем углекислота вытесняется водородом. Такая последовательность операций позволяет избежать контакта водорода с воздухом. Заполнение генератора водородом производится после опробования схемы автоматизации водородных уплотнений при включенных масляных насосах системы уплотнения.

ж) Смазка узлов, не имеющих централизованной принудительной смазки.

з) Подготовка к пуску масляной системы.

Проверяется уровень масла в масляном баке и уровень огнестойкой жидкости в баке системы регулирования. Производится слив отстоя с нижней точки масляного бака и с верхнего уровня огнестойкой жидкости. Проверяется работа эксгаустеров и поплавковых указателей уровня. Делается запись в журнале результатов лабораторного анализа масла.

Производится опробование основных и резервных маслонасосов. При наличии вспомогательного турбомасляного насоса перед его пуском необходимо прогреть паропровод приводной турбинки и произвести опробование ее автомата безопасности.

При низкой температуре масла (ниже 35°C) необходимо подогреть масло, прокачивая его с помощью вспомогательного маслонасоса по замкнутому контуру без охлаждения в маслоохладителях.

Наиболее ответственным моментом подготовки маслосистемы к пуску является проверка автоматики включения резерва и аварийной сигнализации. Это особенно касается турбоустановок с электрическим приводом главного масляного насоса. В схемах с масляным насосом на валу турбины автоматическое включение резервного и аварийного маслонасосов происходит по импульсу от падения давления масла в системе смазки. Опробование аварийных систем включения и сигнализации в таких системах производится при запущенном в работу пусковом маслонасосе путем закрытия вручную задвижки на нагнетании и снижением тем самым давления масла в напорных линиях смазки. Давления масла, при которых включается аварийная сигнализация, а также происходит последовательное включение резервного и аварийного маслонасосов, должны быть зафиксированы в специальном журнале.

В турбоагрегатах с электрическим приводом главного масляного насоса, где применяется двойная система блокировки — по импульсу от давления масла и по электрическому импульсу от блок-контактов выключателя электромотора, опробование включения аварийного резерва производится как путем отключения работающего маслонасоса, так и путем прикрытия задвижки на нагнетании для искусственного понижения давления в маслосистеме. В первом случае включение аварийного резерва происходит по электрическому импульсу, во втором случае импульсом является падение давления в системе смазки.

Пуск турбины с неисправной системой включения аварийного резерва по любому из импульсов категорически запрещается.

После опробования работы маслонасосов задвижки всех насосов должны быть открыты и запломбированы в этом положении.

Подготовка маслосистемы к пуску заканчивается включением в ра-

боту пускового насоса или главного масляного насоса при независимой системе смазки агрегата.

и) Опробование элементов управления и защиты паровой турбины.

Проверяется работа синхронизатора, ограничителя мощности, электромагнитного выключателя турбины с щита управления.

С помощью ручного управления проверяется открытие и закрытие стопорных и регулирующих клапанов, а также регулирующих и отсечных клапанов промперегрева. Проверяется посадка клапанов при выбивании автомата безопасности вручную. При этом должны закрываться стопорные и регулирующие клапаны острого пара и промперегрева, а также обратные клапаны на отборах.

При наличии в системе регулирования электрогидравлической приставки последняя при опробовании элементов системы регулирования должна быть отключена закрытием вентиля на импульсной линии, соединяющей электроприставку с промежуточным золотником.

Производится проверка следующих защит турбины: 1) реле осевого сдвига; 2) вакуум-реле; 3) реле падения давления масла в системе смазки; 4) реле падения давления в системе регулирования.

Действие этих защит приводит к расцеплению рычагов автомата безопасности и закрытию стопорных и регулирующих клапанов свежего пара и промперегрева. Реле осевого сдвига проверяется смещением вручную на определенную величину датчика реле. При этом имитируется сдвиг ротора как в сторону генератора, так и в обратном направлении. Опробование вакуум-реле производится при достижении определенного вакуума в конденсаторе. Для проверки необходимо закрыть вентиль на импульсной трубке, соединяющей датчик вакуум-реле с конденсатором, после чего медленно открывать вентиль срыва вакуума в датчике. При па-

дении вакуума до определенной величины происходит срабатывание защиты.

Испытание защиты от падения давления в маслосистеме производится с помощью вентиля реле давления или прикрытием задвижки на нагнетании маслонасоса.

После опробования действия защит рычаги автомата безопасности должны быть взведены, указатель осевого сдвига поставлен в нулевое положение, ключи автоматического включения резервного и аварийного маслонасосов установлены в положение «сблокировано».

к) Опробование действия защит и блокировок клапанов БРОУ и растопочных РОУ.

В этот раздел входит проверка действия защит, обеспечивающих прекращение сброса пара через БРОУ и РОУ в конденсатор при понижении вакуума в нем до определенного уровня и при прекращении подачи воды на впрыски. Проверяется действие блокировок клапанов БРОУ и растопочных РОУ. При открытии этих клапанов через определенное время должны автоматически открыться клапаны впрыска воды на парохладители БРОУ и в пароприемное устройство конденсатора.

л) Подготовка к включению и включение валоповоротного устройства.

Валоповоротное устройство в настоящее время устанавливается на всех крупных машинах и почти на всех машинах малой мощности. Назначение его состоит в том, чтобы обеспечить равномерное остывание ротора при останове и равномерный прогрев его при пуске. Подготовка к включению валоповоротного устройства заключается в опробовании блокировки, отключающей электрический мотор при падении давления масла в системе смазки ниже установленного предела. Для включения в работу валоповоротного устройства необходимо с помощью рычага и маховика,

укрепленного на оси электромотора, ввести ведущую шестерню в зацепление, после чего вращать маховик по часовой стрелке до тех пор, пока наружный рычаг не будет доведен до фиксирующего штифта. В этот момент приводной двигатель автоматически включится в работу.

Валоповоротное устройство должно находиться в непрерывной работе вплоть до момента толчка турбины паром, после чего ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления, а электромотор останавливается.

м) Подготовка и пуск конденсационной установки.

Производится поочередное опробование циркуляционных насосов, расположенных в машинном зале или на береговой насосной, проверяется работа устройства для изменения угла поворота лопастей циркуляционных насосов осевого типа, производится проверка блокировок и сигнализации оборудования береговой насосной, проверяется работа вращающихся сеток и насосов технической воды.

При неблочной компоновке циркуляционных насосов собирается схема циркуляционных водоводов и пускается необходимое количество насосов. При блочной компоновке каждый насос пускается на одну половину конденсатора, при этом единственная задвижка, расположенная на сливе из конденсатора, должна быть открыта. Лопастей осевого насоса должны быть развернуты в рабочее положение. В агрегатах, допускающих изменение угла поворота лопастей на ходу, пуск должен осуществляться при минимальном развороте лопастей. Это уменьшает пусковой ток электродвигателя насоса.

Для выпуска воздуха из циркуляционной магистрали открываются воздушники на верхних точках сливных труб. Воздушники закрываются после появления в них воды. В системах с эжекторным удалением

воздуха из циркуляционной системы включаются вспомогательные эжекторы циркуляционной системы. Водяные эжекторы циркуляционной системы включаются после пуска подъемных насосов основных эжекторов.

Следующим этапом пуска конденсационной установки является опробование и проверка блокировок конденсатных насосов и насосов блочной обессоливающей установки. Проверка автоматик включения резерва осуществляется закрытием задвижки на нагнетании насоса или отключением электромотора. Во избежание запаривания насоса длительная работа его при закрытой задвижке не допускается.

После проверки блокировок и защиты конденсатор заполняется химически обессоленной водой на три четверти высоты водомерного стекла, при этом один из конденсатных насосов включается в работу по схеме рециркуляции. С помощью ручного или автоматического клапана рециркуляции в конденсаторе поддерживается постоянный уровень в течение всего времени пуска и набора нагрузки.

Система рециркуляции конденсата позволяет при малых нагрузках обеспечивать достаточное охлаждение холодильников эжекторов и охладителей отсоса паровоздушной смеси из концевых уплотнений турбины. После включения конденсатных насосов конденсат подается на уплотнение арматуры, находящейся под разрежением. В конденсаторах с двойными трубными досками подается конденсат для уплотнения трубных досок. В блочных установках с пусковыми питательными электронасосами конденсат подается на охлаждение обмоток электродвигателя.

н) Подготовка и пуск воздухоотсасывающих устройств.

В настоящее время в турбинных установках отечественного производства нашли применение два типа воздухоотсасывающих устройств:

пароструйные и водоструйные эжекторы.

В турбоагрегатах, оборудованных пароструйными эжекторами, начальное разрежение создается с помощью пускового эжектора, работающего без охлаждения и имеющего большую производительность. Турбины небольшой мощности, как правило, пусковых эжекторов не имеют. В этом случае в качестве пускового эжектора может быть использована последняя ступень основного эжектора, имеющая примерно ту же характеристику, что и пусковой эжектор.

В турбинах ЛМЗ мощностью 300 МВт и выше в качестве воздухоудаляющих устройств используются водоструйные эжекторы. Вода в эти аппараты подается специальными подъемными насосами, установленными в помещении турбинного цеха на нулевой отметке. Забор воды для этих насосов производится из циркуляционной магистрали. В установках с водоструйными эжекторами пусковые эжекторы не предусматриваются. Их функцию выполняют основные эжекторы.

Перед пуском подъемных насосов производится опробование резервных агрегатов и их блокировок, после чего один из насосов оставляется в работе.

о) Подача пара на концевые уплотнения.

Для герметизации корпуса турбины в местах выхода вала из цилиндров и ускорения создания пускового вакуума на концевые уплотнения подается пар. В установках неблочного типа пар подается от деаэратора или другой станционной магистрали низкого давления.

В блочных установках пар на уплотнение подается от постороннего источника (общестанционная магистраль, деаэратор соседнего блока и т. д.). При подаче пара на концевые уплотнения необходимо следить, чтобы не наблюдалось выбивания пара вдоль вала. В турбинах, снабженных вестовыми трубами, регули-

рование количества пара, подаваемого на уплотнения, осуществляется путем визуального наблюдения за парением из вестовых труб.

Подача пара на уплотнение при неподвижном роторе категорически запрещается, так как это может вызвать прогиб ротора. При пуске турбин малой мощности, не имеющих валоповорота, подача пара на уплотнения осуществляется после толчка ротора паром. У этих турбин пусковой вакуум может быть набран и без подачи пара на концевые уплотнения.

п) Подготовка к пуску регенеративной установки.

Проверяется работа сливных насосов системы регенерации. Собирается схема отсоса воздуха из подогревателей в конденсатор. Собирается схема каскадного слива дренажа подогревателей. Проверяется отсутствие заеданий регулирующих клапанов уровня в подогревателях путем расхаживания этих клапанов.

Производится проверка действия сигнализации и защиты подогревателей высокого давления. При неисправностях в системе защиты подогревателей от переполнения включать их в работу нельзя.

р) Включение в работу деаэратора.

Турбоагрегаты, питающиеся паром от общего паропровода, включаются в работу уже при работающем деаэраторе.

В блочных установках пуск деаэратора происходит совместно с пуском блока с таким расчетом, чтобы заполнение котлоагрегата проводилось деаэрированной водой. Поскольку к моменту пуска блока котел не вырабатывает собственного пара, питание деаэратора паром производится от постороннего источника (общественная магистраль, деаэратор соседнего блока, пусковая котельная и т. д.). Включение в работу деаэратора производится в соответствии с инструкцией по обслуживанию деаэраторов.

с) Прогрев паропроводов.

Перед подачей пара в турбину от общей магистрали главный паропровод турбины должен быть тщательно прогрет. При подаче пара в непрогретый паропровод может произойти массовая конденсация пара с последующим гидравлическим ударом. Кроме того, при резком повышении температуры паропровода в его стенках и фланцевых соединениях возникают недопустимые термические напряжения. Аналогичные явления могут возникнуть в паровых задвижках и автоматическом стопорном клапане.

Длительность и порядок прогрева паропровода и парозапорной арматуры зависят от исходного температурного состояния и определяются начальными параметрами пара, толщиной стенок и фланцев, а также длиной прогреваемых участков. Чем толще стенки паропровода и массивнее фланцы и корпуса клапанов, тем медленнее должен вестись прогрев паропровода.

При отсутствии контроля за температурой металла главного паропровода регламентируется скорость подъема давления в главном паропроводе. Эта величина указывается в инструкции по пуску турбины и должна неуклонно соблюдаться. При наличии термопар, зачеканенных в стенки паропровода и парозапорной арматуры, интенсивность прогрева определяется скоростью изменения температуры стенок главного паропровода.

При пуске турбины на скользящих параметрах прогрев паропровода производится совместно с прогревом турбины. Эти пуски будут рассмотрены ниже.

При пуске турбоагрегата от главной паровой магистрали паропровод турбины прогревается участками от задвижки к задвижке. Каждый такой участок должен быть снабжен системой дренирования. Чем длиннее прогреваемый участок, тем осторожнее следует вести прогрев, не допуская возникновения гидравлических ударов. При прогре-

ве толстостенных паропроводов рассчитанных на давление 12,75—23,5 МПа (130—240 кгс/см²), большую опасность представляют термические напряжения, возникающие в элементах главного паропровода при чрезмерно быстром подъеме температуры. Скорость прогрева паропроводов подобного типа определяется на основании рекомендаций завода-изготовителя или по данным теоретических и экспериментальных работ головных научно-исследовательских институтов и наладочных организаций.

Для паропроводов сверхкритического давления регламентируется не только средняя скорость прогрева, но и скорость прогрева при различной температуре металла паропровода. Так, при общей рекомендуемой скорости прогрева паропровода 2—4°С/мин в начальный период при температурах металла до 400°С рекомендуемая скорость прогрева равна 3—4°С/мин; при достижении же температуры металла 400°С скорость прогрева должна быть уменьшена до 2—3°С/мин.

В турбинах блочного типа с промперегревом, помимо паропроводов и парозапорной арматуры свежего пара, необходимо прогреть линии промперегрева с соответствующей арматурой. В блочных установках прогрев линий промперегрева осуществляется, как правило, свежим паром, редуцируемым с помощью РОУ. В дубль-блоках с прямоточными котлами прогрев системы промперегрева осуществляется паром из расширителя пусковой схемы.

После проведения всех подготовительных операций производится толчок ротора паром. К этому моменту турбина должна набрать пусковой вакуум. Величина пускового вакуума различна для разных конструкций турбоагрегатов и не должна быть ниже 300 мм рт. ст.

Перед толчком ротора производится проверка величины прогиба вала. Указатель искривления вала,

имеющийся на всех новых турбинах, должен зафиксировать величину, не превосходящую установленных для каждой турбины пределов (0,03—0,05 мм). При превышении этой величины пуск турбины не разрешается и ротор турбины должен вращаться валоповоротом до устранения ненормального прогиба.

Второй период пуска — толчок ротора паром и подъем числа оборотов.

а) Толчок ротора паром может быть произведен с помощью регулирующих клапанов или байпаса ГПЗ. Пуск турбины регулирующим клапаном позволяет более тонко регулировать расход пара, однако в этом случае пар поступает только в одну сопловую коробку, что вызывает неравномерный прогрев корпуса турбины по окружности.

При пуске турбины байпасным клапаном ГПЗ с полностью открытыми регулирующими клапанами обеспечивается более равномерный прогрев корпуса турбины по окружности. В современных турбоустановках запас проходного сечения байпасного клапана достаточен для включения турбогенератора в сеть и принятия части нагрузки.

б) Прогрев турбины при малых числах оборотов.

После толчка турбины устанавливается частота вращения ротора 300—500 об/мин. При этом валоповоротное устройство должно автоматически отключиться. При данных оборотах производится прослушивание турбины. Для этого подачу пара в турбину временно прекращают, не допуская, однако, полного останова ротора. При отсутствии задеваний вращающихся частей о неподвижные турбина оставляется при этих оборотах для первоначального прогрева. Время прогрева при малых числах оборотов определяется инструкцией по пуску.

В процессе начального прогрева турбины и в дальнейшем необходимо тщательно следить за показаниями приборов, фиксирующих:

- 1) относительное удлинение ротора;
- 2) разность температур по ширине фланца;
- 3) разность температур между фланцем и шпилькой;
- 4) разность температур верха и низа цилиндра;
- 5) вибрацию подшипников;
- 6) искривление вала;
- 7) тепловое расширение корпуса турбины;
- 8) осевой сдвиг ротора.

Все эти величины в любой момент времени не должны выходить за пределы, указанные в инструкции по пуску турбины.

После прослушивания турбины, визуального осмотра вращающихся механизмов и проверки температуры масла на сливе с подшипников можно переходить к дальнейшему подъему числа оборотов.

в) Увеличение числа оборотов до рабочего.

Дальнейшее повышение числа оборотов турбины производится с определенной скоростью, указанной в инструкции. В той же инструкции должны быть указаны числа оборотов, при которых делается выдержка, и длительность этой выдержки. Необходимость выдержки на промежуточном числе оборотов диктуется условиями дальнейшего прогрева турбины.

В период выдержки на промежуточном числе оборотов еще раз производится проверка всех ответственных элементов турбоагрегата.

По мере повышения числа оборотов необходимо тщательно следить за вибрацией. В случае появления значительной вибрации число оборотов следует немедленно снизить и продолжить прогрев ротора на малых оборотах. При невозможности устранить прогиб ротора с помощью валоповоротного устройства в процессе пуска турбины следует прекратить.

Важным моментом при подъеме оборотов до рабочего числа является прохождение критического числа оборотов. Большинство конденсационных турбин отечественного производства имеют гибкий ротор, т. е. ротор, критическое число

оборотов которого лежит ниже рабочего числа оборотов. При достижении этих оборотов ротор турбины испытывает сильную вибрацию, поскольку в этот момент собственная частота колебаний его совпадает с частотой возмущающих сил. Поэтому задержка на критических оборотах недопустима, и эти обороты должны быть пройдены по возможности быстрее.

При расположении главного масляного насоса на валу турбины необходимо следить за вступлением его в работу. Это характеризуется увеличением давления в маслосистеме. Главные масляные насосы объемного типа вступают в работу обычно при 50%, а насосы центробежного типа при 70—75% рабочего числа оборотов турбины. Начиная с этого момента вспомогательные масляные насосы могут быть отключены. Для этого, не останавливая вспомогательный масляный насос, закрывают задвижку на нагнетании и следят за показаниями манометра маслосистемы. Если после прикрытия задвижки давление масла не снижается, насос можно остановить и вывести в резерв.

Незадолго до достижения рабочего числа оборотов в работу вступает система регулирования турбины. При этом происходит автоматическое закрытие всех регулирующих клапанов, кроме первого, который поддерживает холостой ход турбины. Это позволяет полностью открыть главную парозапорную задвижку, если пуск проводился байпасом ГПЗ. Время вступления в работу системы регулирования определяется степенью неравномерности регулирования и положением синхронизатора. Во время пуска синхронизатор должен быть выведен в положение, соответствующее минимальному числу оборотов.

К моменту достижения турбиной рабочего числа оборотов вакуум в конденсаторе должен быть доведен до нормального, должна быть включена система охлаждения гене-

ратора и подана вода на маслоохладители. В случае необходимости производится опробование автомата безопасности и других защит турбоагрегата. Длительная работа турбины на холостом ходу не рекомендуется вследствие перегрева выхлопного патрубка, что может привести к расцентровке турбины и возникновению вибрации.

Третий период — включение генератора в сеть и нагружение турбины.

а) Включение турбогенератора в параллельную работу является весьма ответственным моментом и требует от оператора высокой квалификации, так как несинхронное включение генератора в сеть эквивалентно короткому замыканию на главных шинах станции со всеми вытекающими отсюда последствиями. Для предотвращения случаев несинхронного включения на современных крупных генераторах предусматривается блокировка от несинхронного включения.

Существуют два метода включения генератора в сеть: метод точной синхронизации и метод самосинхронизации.

При включении генератора в сеть по первому методу необходимо, чтобы частота и напряжение подключаемого генератора были равны частоте и напряжению в сети. Кроме того, должно быть обеспечено совпадение одноименных фаз подключаемого генератора и сети.

Для точной синхронизации на щите управления имеются следующие приборы: 1) два вольтметра, указывающие напряжение сети и подключаемого генератора; 2) два частотомера, фиксирующие частоту сети и частоту подключаемого генератора; 3) синхроскоп. Все эти приборы располагаются на специальном щитке, называемом «колонкой синхронизации».

К моменту достижения турбогенератором числа оборотов, близкого к синхронному, в обмотки ротора генератора должно быть подано возбуждение и с помощью шунтового реостата напряжение на обмотках статора доведено до номинального.

Число оборотов турбогенератора меняется синхронизатором со щита управления. Контроль за числом оборотов ведется по частотомеру, установленному на колонке синхронизации. При совпадении показаний частотомеров подключаемого генератора и сети можно включать синхроскоп. Следует отметить, что совпадение частот, фик-

сируемое по щитовым частотомерам, не означает точного совпадения частот подключаемого генератора и сети, так как вибрационные частотомеры обладают определенной погрешностью. Точное совпадение частот может быть зафиксировано по показанию синхроскопа.

Синхроскоп представляет собой циферблат с вращающейся стрелкой, скорость вращения которой пропорциональна разности частот сети и подключаемого генератора. В случае, если частота генератора превышает частоту сети, вращение происходит по часовой стрелке, в случае, если частота подключаемого генератора ниже частоты сети, вращение происходит в обратном направлении. При совпадении частот стрелка останавливается, но включать генератор в сеть можно лишь в том случае, когда стрелка располагается в вертикальном положении и конец ее совпадает с чертой в верхней части циферблата синхроскопа. В этом случае имеет место совпадение как частот, так и фаз. Обычно включение генератора в сеть производится при медленном приближении стрелки прибора к вертикальной черте. Включение производится с некоторым опережением по времени, с учетом времени срабатывания соленоидов масляного или воздушного выключателя генератора.

Согласно ПТЭ при использовании ручной точной синхронизации должна быть включена блокировка от несинхронного включения.

Кроме ручной синхронизации, в современных агрегатах находят применение системы автоматической и полуавтоматической синхронизации. Более простым методом включения генератора в параллельную работу является способ самосинхронизации. Сущность его заключается в том, что турбогенератор разворачивается до оборотов, близких к синхронному числу оборотов, и без возбуждения включается в параллель. После включения масляного выключателя генератора на обмотки ротора подается возбуждение, и турбогенератор автоматически втягивается в синхронизм.

Важными достоинствами рассмотренного метода являются быстрота включения генератора в сеть и простота производимых операций. Однако при этом следует иметь в виду, что такой способ включения генератора в параллель приводит к резкой посадке напряжения на шинах и появлению значительных динамических усилий в элементах подключаемого генератора. В связи с этим для некоторых типов генераторов метод самосинхронизации как нормальный способ включения в параллель рекомендован быть не может. Исключение составляют аварийные случаи. Согласно ПТЭ в аварийных условиях включение в параллельную работу генераторов любого типа может производиться способом самосинхронизации. При нормальном включении в сеть выбор способа синхронизации устанавлива-

ется в зависимости от конструкции и состояния агрегата, а также от условий работы электростанции.

После включения турбогенератора в сеть дежурным персоналом электрического цеха производится проверка электрической части агрегата, и на турбину принимается минимальная нагрузка.

б) Нагружение турбины.

Набор нагрузки производится по заранее составленному графику. Этот график специфичен для каждого типа турбин. При его составлении учитывается то обстоятельство, что турбины малой и средней мощности к моменту принятия небольшой нагрузки оказываются уже в достаточной степени прогретыми, турбины же большой мощности и высоких параметров пара начинают прогреваться по существу лишь при наборе нагрузки. Это объясняется тем, что при вращении турбины на валоповоротном устройстве и при повышении числа оборотов ротора до номинальной величины количество пара, проходящего через турбину, слишком невелико, чтобы прогреть толстостенные элементы турбоагрегата. При наборе же нагрузки увеличивается расход пара через турбину и увеличивается коэффициент теплоотдачи от пара к стенке, что приводит к интенсивному прогреву турбины и появлению температурных напряжений в элементах турбины, характерных для термически неустановившегося состояния.

Для предотвращения чрезмерных термических напряжений строго регламентируется скорость прогрева турбины, зависящая от скорости набора нагрузки и скорости повышения температуры пара.

Для выравнивания температур в узлах турбины и снижения термических напряжений обычно делается выдержки турбоагрегата на определенных нагрузках в течение некоторого времени. Режим набора нагрузки, а также длительность выдержек при различных нагрузках являются величинами, характерны-

ми для различных типов турбоагрегатов, и определяются инструкциями по пуску.

В процессе набора нагрузки необходимо тщательно следить за приборами, контролирующими термическое состояние турбоагрегата.

в) При достижении определенной нагрузки производится подключение подогревателей высокого давления (ПВД), испарителей и деаэратора.

Включение подогревателей и испарителей производится согласно инструкции по эксплуатации этих элементов. Перед включением проверяются работа регуляторов уровня и защита от переполнения ПВД.

При работе деаэратора от общей станционной магистрали турбина подключается в параллель к этой магистрали при достижении в отборе соответствующего давления. Если деаэратор питается острым дросселированным паром, то при наборе соответствующей нагрузки делается переключение деаэратора на работу от отбора. Аналогичные переключения делаются и в блочных установках, где деаэратор питается паром от постороннего источника.

г) При достижении 25—30% нагрузки производятся необходимые переключения в схеме регенерации низкого и высокого давления: 1) закрывается задвижка рециркуляции, и весь конденсат направляется в систему регенерации, автоматический клапан рециркуляции должен быть включен; 2) прекращается сброс дренажей ПНД в конденсатор и включается сливной насос; 3) дренажи ПВД направляются в деаэратор; 4) устанавливается расход конденсата через охладители эжекторов и сальниковые охладители.

д) При достижении полной нагрузки окончательно устанавливается расход воды через маслоохладители и охладители генератора.

Проверяется работа концевых уплотнений турбины.

2.3. ПУСК ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ И ТУРБИН С РЕГУЛИРУЕМЫМИ ОТБОРАМИ ПАРА

Пуск противодавленческой турбины менее сложен, чем пуск конденсационной турбины тех же параметров. Это объясняется отсутствием конденсационной установки, циркуляционной системы, подогревателей низкого давления (вакуумных) и ряда вспомогательных механизмов. Кроме того, и сама турбина по своей конструкции более проста, поскольку выполняется, за редким исключением, одноцилиндровой с небольшим числом ступеней.

Сравнительно небольшие осевые размеры турбины упрощают прогрев корпуса, уменьшают величину относительного удлинения ротора при прогреве. Ротор турбины, как правило, жесткий, что исключает прохождение критических оборотов при развороте турбоагрегата.

Наряду с этим имеются моменты, осложняющие пуск турбоагрегата. Рассмотрим прежде всего пуск турбины на магистраль, находящуюся под давлением. Если в конденсационной машине при прогреве корпус турбины находится под разрежением и пар, поступающий для прогрева, может быть сдросселирован до любого давления, то в турбине с противодавлением для обеспечения даже самого минимального пропуска пара через турбину необходимо иметь в корпусе турбоагрегата давление, превышающее давление на выходе из турбины. Быстрое повышение давления может привести к недопустимым скоростям прогрева, особенно в период конденсации пара, и возникновению значительных температурных напряжений.

Имеется возможность также прогревать турбину с выпуском пара в атмосферу. В этом случае давление пара в корпусе турбины будет несколько превышать атмосферное давление. Недостатком этого способа является безвозвратная потеря конденсата.

Современные турбины с противодавлением имеют валоповоротное устройство, и это позволяет производить прогрев турбины с выхлопа. Использование пара низкого давления в начале прогрева является технически более целесообразным и экономически более выгодным, чем применение для этой цели острого пара. Для осуществления пуска по этому способу прогревается выхлопной паропровод, включается валоповоротное устройство, открываются дренажи корпуса и пароперепускных труб, после чего обводным вентилем задвижек на паропроводе противодавления в корпус турбины подается пар с таким расчетом, чтобы в первое время избыточное давление в цилиндре не превышало 0,0981—0,196 МПа (1—2 кгс/см²). В таком режиме турбина прогревается некоторое время, после чего давление в цилиндре плавно повышается до величины, на 0,196—0,294 МПа (2—3 кгс/см²) меньшей, чем давление в выхлопном паропроводе.

Режим подъема давления и характер выдержек по времени на различных этапах прогрева определяется инструкцией по пуску.

После прогрева турбины с выхлопа открытием пусковой задвижки или байпаса ГПЗ производится толчок ротора паром. При этом задвижки на выхлопе турбины должны быть открыты полностью. Дальнейший прогрев и синхронизация турбоагрегата никаких затруднений не вызывают.

Турбины с противодавлением, не имеющие валоповоротного устройства, прогреваться с выхлопа не могут, так как в данном случае не будет обеспечиваться вращение ротора. Такие турбины пускаются первоначально на выхлоп в атмосферу через принудительно открытый атмосферный клапан или специальный паропровод. После синхронизации и включения генератора в сеть турбину переключают с атмосферы на магистраль, потребляющую пар.

Некоторыми особенностями обладает пуск турбины при отсутствии пара в линии противодавления. Такие режимы бывают довольно редко, но исключить их полностью нельзя. При пуске турбины на пустую магистраль возникает опасность перегрузки последней ступени. Если при прогреве и наборе оборотов такая опасность исключается вследствие малого расхода пара, то после включения турбогенератора в сеть с этим моментом следует считаться. Современные турбины имеют специальную защиту последней ступени от перегрузки, действующую на отключение турбины. В турбинах, не имеющих такой защиты, необходимо следить по манометрам за перепадом на последнюю ступень, не допуская увеличения его выше расчетного значения. Именно этим и будет определяться расход пара через турбину. По мере увеличения давления в линии противодавления должна увеличиваться и нагрузка турбоагрегата.

Турбины с противодавлением имеют два импульсных органа, действующих на регулирующие клапаны: регулятор скорости и регулятор давления. Поскольку турбина работает по тепловому графику, регулятор скорости используется только для синхронизации и как предельный регулятор, защищающий турбину от чрезмерного превышения числа оборотов. Вследствие этого все пусковые операции производятся при выключенном регуляторе давления. Регулятор давления включается в работу только после включения турбины в сеть. Для того чтобы регулятор скорости не препятствовал работе турбины по тепловому графику, его синхронизатор устанавливается в положение, соответствующее полной нагрузке турбины.

Турбины с отбором пара пускаются как чисто конденсационные турбины с выключенными регуляторами давления. При этом регулирующие клапаны и поворотные

диафрагмы, регулирующие расход пара в части среднего и низкого давления, открыты полностью.

При нагрузке, обеспечивающей вентиляционный пропуск пара в конденсатор, можно включать регулируемые отборы. Для этого вводят в работу регуляторы давления и устанавливают давление в отборах соответственно давлению в подключаемых магистралях. После проверки работы предохранительных и обратных клапанов на паропроводах отборов открываются задвижки, соединяющие турбину с магистралями отборного пара.

В дальнейшем электрическая нагрузка и давление в отборах регулируются автоматически регулятором скорости и регулятором давления.

2.4. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА БЛОЧНЫХ УСТАНОВОК

Пуск турбоагрегата, работающего в блоке с паровым котлом, отличается целым рядом особенностей по сравнению с пуском неблочной турбины.

Главная особенность заключается в том, что в блочных установках вместе с турбиной пускается и котел, причем пусковые операции котельного агрегата неразрывно связаны с пусковыми операциями турбины. Это усложняет пуск блока в целом, причем в ряде случаев условия безопасного пуска котла противоречат условиям безопасного пуска турбины. Осуществление совместных пусков котла и турбины требует разработки особых технологических схем и приемов пуска блока в нормальную эксплуатацию, а также накладывает определенный отпечаток на конструкцию самой турбины.

Вторая особенность заключается в том, что если при пуске турбины от общего паропровода параметры пара перед ГПЗ остаются всегда постоянными, равными начальным параметрам цикла, то при блочном

пуске давление и температура пара перед турбиной могут в процессе пуска изменяться в самых широких пределах в зависимости от работы котла, турбины и элементов пусковой схемы.

Пуск питательных насосов, деаэратора и других вспомогательных элементов турбины и котла также тесно связан с пуском всего блока и проводится в строгой последовательности совместно с основным оборудованием. Все блочные турбоагрегаты с промежуточным перегревом пара имеют на горячих линиях промперегрева, перед ЧСД, отсечные и регулирующие клапаны. Назначение отсечных клапанов заключается в том, чтобы исключить после срабатывания автомата безопасности разгон турбины за счет объема пара, находящегося в промперегревателе, а также холодных и горячих линиях промперегрева. Регулирующие клапаны ЧСД обеспечивают удержание турбины на холостом ходу при сбросе нагрузки.

Пуск блочных установок усложняется еще и тем, что растопочная паровая нагрузка котла значительно превышает расход пара, требующийся для прогрева и пуска турбины.

Для барабанных котлов растопочная нагрузка определяется исходя из условий надежной работы пароперегревательных труб и установления устойчивой циркуляции в кипятильных пучках. Значительный расход среды в прямоточных котлах объясняется требованиями гидродинамики потока. При малых расходах возникает опасность тепловой разверки параллельно включенных пучков и пережога поверхностей нагрева котла. Таким образом, при пуске блока часть пара должна, минуя турбину, попасть в конденсатор.

Время пуска турбины высокого давления из холодного состояния с учетом его прогрева составляет 5—9 ч, пуск же парового котла производится в течение 45 мин — 5 ч

в зависимости от конструкции котлоагрегата. Это предопределяет длительную работу блока со сбросом пара в конденсатор, помимо турбины, и неизбежные при этом тепловые потери.

В связи с этим возникла необходимость в создании специальных пусковых схем, обеспечивающих надежный пуск блока из любого теплового состояния. Наряду с этой главной задачей пусковая схема должна обеспечивать:

а) минимальную продолжительность пуска при наименьших затратах топлива и электроэнергии на пусковые операции;

б) поддержание в процессе пуска нормального водного режима блока при минимальной потере конденсата;

в) предельное упрощение операций при пуске блока с возможностью унификации программ автоматического управления пусковыми операциями;

г) возможность удержания блока в работе при сбросе нагрузки до холостого хода или нагрузки собственных нужд. При работе двух котлов на одну турбину (дубли-блок) пусковая схема должна обеспечивать пуск блока на одном котле при нахождении другого котла в ремонте.

По способу байпасирования парового потока были разработаны две модификации пусковых схем: двухбайпасная и однобайпасная.

Двухбайпасная схема, представленная на рис. 2-5, предусматривает охлаждение вторичного пароперегревателя и предназначается для котлоагрегатов, у которых он расположен в зоне высоких температур (котлы ТПП-110, ТП-90, ТП-92, ТГМ-94 и т. д.). Эта схема предусматривает установку двух быстродействующих редукционно-охладительных установок (БРОУ), из которых одна (БРОУ-1) подает пар в холодную нитку вторичного пароперегревателя, а другая (БРОУ-2) перепускает пар из горячей нитки

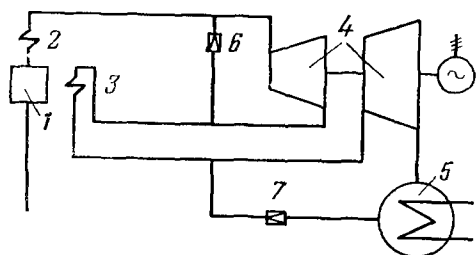


Рис. 2-5. Пусковая схема блока с двумя БРОУ.

1 — котел; 2 — первичный пароперегреватель; 3 — вторичный пароперегреватель; 4 — турбина; 5 — конденсатор; 6 — БРОУ-1; 7 — БРОУ-2.

промперегрева в конденсатор. Такая схема при пуске блока позволяет иметь достаточный пропуск пара через вторичный пароперегреватель для его охлаждения.

Редукционно-охладительные установки в данной схеме выполнены быстродействующими, чтобы в случае срабатывания автомата безопасности и закрытия стопорных клапанов не вызвать чрезмерного повышения давления в паропроводах и обеспечить пропуск пара через пароперегреватели, поскольку тепловыделение в топке котла будет все еще достаточно велико. Эти же устройства позволяют в случае отключения генератора от сети перевести турбину на режим холостого хода, как этого требуют правила технической эксплуатации блочных установок. Быстродействие БРОУ обеспечивается применением устройств с подачей импульса от технологических защит блока или электрогидравлических приставок. Последние широко используются на блоках мощностью 300 МВт и выше.

Двухбайпасную пусковую схему имеют блоки мощностью 150 МВт как с барабанными, так и с прямоточными котлами, а также некоторые блоки мощностью 300 МВт.

В целях удешевления пуско-сбросных устройств и упрощения пусковых операций была разработана однобайпасная пусковая схема (рис. 2-6). При такой схеме вторичный пароперегреватель располагается в зоне умеренных температур

(конвективный пучок котла) и в дополнительном охлаждении не нуждается (котлы ПК-47, ПК-41 и т. д.). Исключение составляют некоторые режимы пуска котла из горячего состояния, когда производится резкая форсировка котла. В этом случае для охлаждения вторичного пароперегревателя используется РОУ, включаемая оперативным персоналом.

При пусках блока из холодного и неостывшего состояния эта РОУ используется для прогрева холодных и горячих ниток промежуточного перегрева, а также блока клапанов ЧСД. От этой же РОУ осуществляется прогрев ЦВД с конца.

С однобайпасной пусковой схемой выполнены все блоки мощностью 200 МВт и большая часть блоков 300 МВт.

На нескольких блоках мощностью 150 МВт, имеющих двухбайпасные пусковые схемы, по предложению Южного отделения ОРГРЭС смонтирована упрощенная, но достаточно надежная пуско-сбросная схема, в которой БРОУ и их паропроводы большого диаметра заменены продувочными паропроводами условным диаметром 100 мм, имеющими задвижки с электроприводом. Эта схема, обеспечивая все режимы работы блока, позволяет пускать его при обеспеченной системе промперегрева байпасами ГПЗ, что оказалось возможным для промежуточных перегревателей этих котлов.

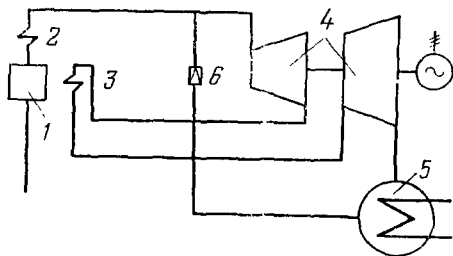


Рис. 2-6. Пусковая схема блока с одной БРОУ.

1 — котел; 2 — первичный пароперегреватель; 3 — вторичный пароперегреватель; 4 — турбина; 5 — конденсатор; 6 — БРОУ.

Естественно, что реконструкции такого рода должны предшествовать тщательные испытания тепло-механического оборудования блока на различных режимах работы, и не каждый блок может быть реконструирован подобным образом.

2-5. ПУСК БЛОЧНОЙ УСТАНОВКИ С БАРАБАННЫМ КОТЛОМ

Блоки с барабанными котлами могут пускаться двумя способами: а) при полном давлении пара за котлом; б) на скользящих параметрах пара.

Рассмотрим оба эти пуска, имея при этом в виду, что рассматриваться будут основные операции по пуску блока без подробной детализации.

а) Пуск при полном давлении пара за котлом.

При пуске блока по этому способу парозапорные органы на паропроводах свежего пара и промпрегрева перед началом растопки котла остаются полностью закрытыми, а клапаны БРОУ полностью открываются. На турбине создается пусковой вакуум и зажигаются растопочные форсунки (горелки) котла. При появлении пара избыточного давления производится прогрев паропроводов свежего пара, ГПЗ, стопорного клапана путем открытия дренажных вентилей и байпаса ГПЗ при закрытых регулирующих клапанах. Основная же масса пара сбрасывается через БРОУ в конденсатор через вторичный пароперегреватель или минуя его, в зависимости от схемы байпасирования. Ротор турбины при этом вращается валоповоротным устройством. Толчок турбины паром производится при достижении полного давления пара, при этом температура пара еще не достигает начальной. Производятся прогрев турбины на оборотах, подъем числа оборотов до рабочего и включение генератора в сеть.

По мере набора числа оборотов производится постепенное прикры-

тие клапанов БРОУ вплоть до их полного закрытия. Тепловой режим котла при этом не меняется, так как увеличение расхода пара через турбину происходит за счет сокращения расхода пара через БРОУ. Дальнейшее увеличение нагрузки производится за счет увеличения паропроизводительности котлоагрегата.

б) Пуск на скользящих параметрах пара.

Этот способ пуска характерен тем, что пуск турбины совмещается с растопкой котла. При этом перед пуском после начального прогрева паропроводов полностью открываются все парозапорные органы между котлом и турбиной, и при достижении на котле некоторого избыточного давления (порядка нескольких атмосфер) ротор турбины начинает вращаться паром.

В процессе набора оборотов происходит прогрев турбины, паропроводов, парозапорной арматуры паром умеренной температуры. За счет увеличения давления и углубления вакуума число оборотов турбины доводится до рабочего, и турбогенератор включается в сеть. Поскольку включение турбогенератора в сеть производится задолго до достижения на котле номинальных параметров пара, дальнейший набор нагрузки осуществляется путем увеличения не только расхода пара, но и параметров его с соответствующей форсировкой котла. В течение всего этого времени происходит непрерывный прогрев турбины и паропроводов. Повышение начальных параметров пара производится вплоть до набора турбиной полной нагрузки, хотя на рабочие параметры можно выйти и значительно раньше.

Пуск блока на скользящих параметрах обладает целым рядом преимуществ по сравнению с пуском при полном давлении пара. Основными из них являются:

1) уменьшение общего времени пуска, поскольку все паропроводы, турбина и парозапорные органы турбоагрегатагреваются одно-

временно, а не последовательно, как при пуске на полном давлении;

2) уменьшение тепловых потерь во время пуска, так как клапаны БРОУ либо полностью закрыты, либо сбрасывают в конденсатор весьма ограниченное количество пара;

3) пуск блока идет с умеренными тепловыделениями в топке, что благоприятно для прогрева элементов котельного агрегата;

4) при прогреве турбины и ее элементов паром пониженной температуры уменьшается разность температур пара и металла, благодаря чему исключается опасность тепловых ударов и прогрева металла с недопустимыми скоростями, что в значительной мере предохраняет турбину и ее паропроводы от опасных режимов при пуске, вызванных неправильными действиями оперативного персонала;

5) при пуске блоков, имеющих одnobайпасную растопочную схему, охлаждение вторичного пароперегревателя путем пропуска через него пара начинается сразу же после появления на котле избыточного давления;

6) пуски на скользящих параметрах удлиняют срок службы паропроводов и основных узлов агрегата вследствие более благоприятных условий прогрева.

Все эти обстоятельства привели к тому, что в настоящее время пуск на скользящих параметрах пара для блоков принят повсеместно, независимо от конструкции турбин и котлов, а также схем байпасирования.

2-8. ОСОБЕННОСТИ ПУСКА БЛОКОВ С ПРЯМОТОЧНЫМИ КОТЛАМИ

Прямоточные котлы нашли широкое распространение в блоках с турбинами 150 и 200 МВт на докритические параметры пара.

С переходом на сверхкритические параметры прямоточные котлы стали единственным типом парогенератора, поскольку в этих усло-

виях естественная циркуляция обогреваемой среды в котлоагрегате становится невозможной.

По сравнению с барабанными котлами прямоточные котлы пускаются на полную мощность из холодного состояния еще быстрее, что создает более значительную разницу продолжительностей пуска котла и турбины.

Отечественные парогенераторы прямоточного типа как докритических, так и сверхкритических параметров имеют растопочную нагрузку около 30% номинальной, что обеспечивает безопасность радиационных поверхностей нагрева котла при пусках. Такой расход намного превосходит растопочную нагрузку барабанных котлов, и если пользоваться при пусках прямоточных агрегатов обычными методами байпасирования турбины, то это приведет к значительным потерям тепла, особенно по сравнению с пуском блока на скользящих параметрах пара.

Для сокращения потерь тепла, а также для обеспечения высокой маневренности блока при пусках из различных тепловых состояний все прямоточные котлы оборудуются специальными пусковыми сепараторами. Поскольку пуск котла на сверхкритические параметры пара наиболее сложен, будем рассматривать пусковые операции блоков именно с этими котлами.

Важнейшим условием надежной работы поверхностей нагрева котла такого типа является поддержание сверхкритических параметров среды в испарительной части котла, так как при докритическом давлении существует опасность расслоения среды на паровую и жидкую фазы (особенно в горизонтальных участках труб и коллекторов), что может привести к перегреву радиационных поверхностей нагрева. Для реализации этого условия и обеспечения возможности пуска турбины на пониженном давлении были разработаны две принципиально различные

пусковые схемы: схема с выносным сепаратором и схема с встроенным сепаратором, предложенная МоЦКТИ и ЗиО.

Схема с выносным сепаратором была применена для головных блоков 300 МВт с котлами ТПП-110 ТКЗ. В этих котлах вторичный пароперегреватель расположен в зоне высоких температур, что предопределило применение двухбайпасной пусковой схемы, изображенной на рис. 2-7,а.

При пуске блока из холодного состояния в радиационном контуре поверхности нагрева 1 устанавливается расход, равный 30% производительности котла. С помощью встроенных задвижек и дроссельных клапанов 2 через пароперегреватель устанавливается необходимый расход среды. Излишки сбрасываются через пусковые РОУ-2 (4) в растопочный сепаратор, а из него в конденсатор или дренаж (при режиме отмывки котла). Давление пара и расход его на турбину регулируются также растопочной РОУ-1 (3), БРОУ-1 (6) и БРОУ-2 (7). С помощью обхододействующих редукционно-охладительных установок осуществляется охлаждение вторичного пароперегревателя, а также прогрев паропроводов вторичного перегрева. По мере увеличения нагрузки сбросы постепенно уменьшаются, а разделительные задвижки открываются.

Опыт эксплуатации этих схем позволил выявить ряд недостатков, являющихся органическими для данных пусковых устройств. Так, например, при пусках блоков из неостывшего состояния вода через пароперегреватель проникает в паропровод вплоть до главных паровых задвижек (ГПЗ), расположенных перед турбиной, охлаждая паропровод и создавая в нем значительные термические напряжения. При неплотности задвижек вода может попасть в корпуса стопорных и регулирующих клапанов, что может привести к их быстрому расхолажи-

ванию и появлению недопустимых термических напряжений, обусловленных большой толщиной стенок корпусов указанных клапанов.

При растопке котлов из неостывшего состояния с закрытыми встроенными задвижками и сбросом всего растопочного расхода через РОУ-2 в сепаратор пароперегреватель остается без охлаждения, что при сравнительно высокой топочной нагрузке может привести к перегреву металлических труб.

При пуске блока из холодного состояния с дросселированием пара на байпасах ГПЗ в случае срабатывания автомата безопасности и закрытия стопорных клапанов турбины давление пара перед ней быстро повышается до номинального; это приводит к повышению температуры пара примерно на 200°C и ненормально быстрому прогреву паропроводов и корпусов парораспределения.

Как показали результаты наладочных работ, осуществить пуск блока из холодного состояния на скользких параметрах в схемах с выносными сепараторами не удается. В связи с этим блок из холодного состояния пускается по прямоточному режиму со сбросом значительного количества пара в конденсатор. Это обусловило повышенные расходы тепла на пуск. Применение в данных схемах только прямоточных пусков предопределяет вынос в тракт пароперегревателя продуктов стояночной коррозии, что является еще одним минусом указанной схемы.

Опыт эксплуатации блока 300 МВт с котлами ТПП-110 и ПК-39 показал нецелесообразность усложнения пусковых схем прямоточных котлов применением двойного байпасирования, вследствие чего в 1963 г. было принято решение выполнять в дальнейшем блоки на сверхкритические параметры пара только с одноступенчатой системой байпасирования. По этой схеме выполнены блоки 300 МВт с котло-

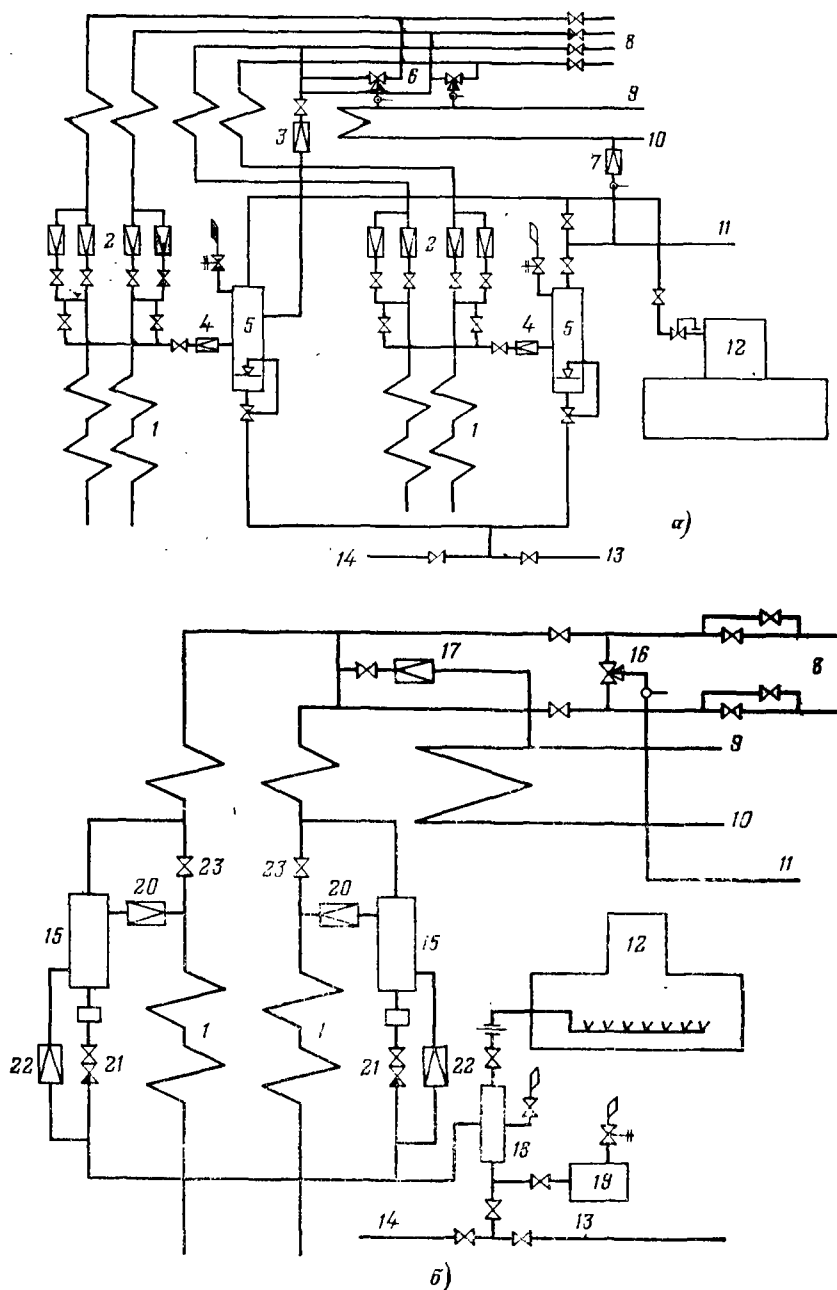


Рис. 2-7. Пусковая схема.

а — с выносным сепаратором; б — со встроенным сепаратором.
 1 — испарительная поверхность нагрева котла; 2 — узел встроенных задвижек и дроссельных клапанов;
 3 — РОУ-1; 4 — РОУ-2; 5 — выносной пусковой сепаратор; 6 — БРОУ-1; 7 — БРОУ-2; 8 — пар к турбине;
 9 — холодная линия промперегрева; 10 — горячая линия промперегрева; 11 — линия к пароприемным
 устройствам конденсатора; 12 — деаэрактор; 13 — линия к водоприемным устройствам конденсатора;
 14 — сброс в канализацию; 15 — встроенный сепаратор; 16 — БРОУ; 17 — РОУ; 18 — коллектор 1,962 МПа
 (20 кгс/см²); 19 — промбак; 20 — шиберные клапаны; 21, 22 — сбросные клапаны из встроенного сепаратора; 23 — встроенная задвижка.

агрегатами ПК-41, П-50, ТПП-210 и др.

Растопочная схема с встроенным сепаратором представлена на рис. 2-7,б. В этой схеме встроенный сепаратор 15 расположен между испарительными и пароперегревательными поверхностями нагрева котла. Обе эти поверхности разделены встроенной задвижкой, которая во время пуска котла полностью закрыта. Пропуск среды в пароперегреватель во время пуска осуществляется через дроссель 20 и пусковой сепаратор.

Существуют два метода пуска котла: прямоточный и сепараторный. В первом случае во время пуска сбросные задвижки 21 после сепаратора закрыты и расход среды через испарительный контур котла равен расходу через пароперегреватель. Все поверхности котла при этом находятся под полным рабочим давлением.

При сепараторном режиме пуска сбросные задвижки 21 открыты, и в сепараторе при достижении определенной температуры воды происходит разделение среды на жидкую и паровую фазы. Жидкая фаза сбрасывается в коллектор 1,96 МПа (20 кгс/см²), а из него в конденсатор, канализацию или промежуточный бак. Регулирование этого сброса производится дроссельными шиберами по уровню в измерительном сосуде. Пар, образующийся в сепараторе, поступает в первичный пароперегреватель, а затем на прогрев и пуск турбоагрегата.

В течение всего пуска в испарительной части котла с помощью дроссельных клапанов 20 автоматически поддерживается сверхкритическое давление. Клапан 22 используется для плавного отключения сброса в завершающей стадии сепараторного пуска при переводе котла на прямоточный режим.

С помощью дроссельных клапанов 20 и БРОУ имеется возможность поддерживать любое давление пара перед турбиной и осуществ-

лять пуск ее на скользящих параметрах. При этом синхронизация турбогенератора, включение его в сеть и набор нагрузки могут производиться при пониженных параметрах пара, что весьма благоприятно для прогрева турбины. Толчок ротора паром в этом случае производится при начальном давлении 0,981—1,175 МПа (10—12 кгс/см²) на блоках 150 МВт, 1,765—1,962 МПа (18—20 кгс/см²) на блоках 200 МВт и 3,92—4,9 МПа (40—50 кгс/см²) на блоках 300 МВт.

Полное давление пара перед турбиной рекомендуется иметь при достижении нагрузки около 30% номинальной. При дальнейшем повышении нагрузки растопочный сепаратор отключается, открывается встроенная разделительная задвижка 23 и котел переводится на прямоточный режим.

Экономичность сепараторного пуска по сравнению с прямоточным заключается в том, что перегрев небольшого количества пара, выделившегося в сепараторе, требует меньшего тепловыделения в топке (примерно 10% номинального), а следовательно, и меньшей затраты топлива на пусковые операции. При этом уменьшается и сброс рабочей среды в конденсатор. При небольшом тепловыделении в топке снижаются температуры газов по газоходам котла, что весьма благоприятно для вторичного пароперегревателя. Источником экономии тепла является также ускорение всех пусковых операций, что характерно для пусков турбин на скользящих параметрах.

При пуске блока на сепараторном режиме продукты стояночной коррозии не выносятся в пароперегреватель котла, что позволяет производить отмывку испарительных поверхностей одновременно с пуском турбоустановки. При этом уменьшается и солевой занос пароперегревателя, поскольку влага с высоким содержанием сбрасывается, а чистый пар направля-

ется на перегрев. Солесодержание этого пара определяется уносом влаги из растопочного сепаратора, коэффициент полезного действия которого весьма высок. По данным ЦКТИ применение сепараторных пусков вместо прямоточных дает экономию за каждый пуск до 30 т условного топлива при пусках из холодного состояния и до 20 т при пуске блока после останова на ночь.

В целом пусковой узел котла со встроенными сепараторами обеспечил большие возможности получения принятых для пуска турбины параметров пара и лучшую маневренность при пусках блоков из неостывшего состояния, чем схема с вынесенными пусковыми сепараторами. В связи с этим на ряде блоков, имеющих выносные сепараторы, в порядке реконструкции устанавливаются встроенные сепараторы, причем выносные сепараторы используются в качестве расширительного сосуда, являясь второй ступенью встроенного сепаратора.

Представленный на рис. 2-7,б растопочный узел блока с котлом ПК-41 ЗиО не является унифицированным для остальных прямоточных котлов. При наличии общей идеи — использования для пусков на скользящих параметрах встроенного сепаратора отдельные схемы отличаются друг от друга конструкцией растопочного узла и организацией сбросов из него.

Так, на блоках с котлами ТКЗ отсутствует мерительный сосуд на линии отвода влаги из сепаратора. На этих же котлах имеется шибберный клапан на паровой линии встроенного сепаратора. Сброс влаги в данных схемах предусмотрен не в коллектор 1,962 МПа (20 кгс/см²), а в расширитель 1,962 МПа (20 кгс/см²), из которого влага в зависимости от ее качества сбрасывается в бак запасного конденсата, в конденсатор либо в дренаж, а паровая линия соединена с холодными линиями промперегрева, деаэратором и верхней частью конденсатора.

Имеются также существенные различия в конструкции и производительности растопочных РОУ и БРОУ. Кроме того, и сама растопочная схема блока с котлом ПК-41 претерпела в дальнейшем некоторые изменения.

Такое разнообразие в компоновке пускосбросных схем объясняется отсутствием достаточного опыта в конструировании подобных устройств и невозможностью экспериментальной проверки принятых решений до пуска блока в эксплуатацию. Все эти изменения в пусковых схемах производились либо в процессе реконструкции уже работающих агрегатов, либо путем внесения изменений в конструкцию серийных агрегатов на заводе-изготовителе. Значительная часть переделок выполнена в порядке рационализации работниками станций.

В настоящее время по мере накопления опыта эксплуатации прямоточных котлов, а также в результате опробования тех или иных решений, принятых на различных блоках, представилось возможным создать унифицированную усовершенствованную пусковую схему, пригодную для блоков как докритических, так и сверхкритических параметров (рис. 2-8).

Основной особенностью типовой пусковой схемы является двухступенчатая система сепарации. В данной схеме вместо мерительного сосуда и коллектора 1,962 МПа (20 кгс/см²) применен вынесенный сепаратор низкого давления в качестве второй ступени расширения. Такое решение было вызвано неудовлетворительной работой мерительных сосудов и коллекторов 1,962 МПа (20 кгс/см²), а также невозможностью утилизировать тепло сбросной воды. В процессе сепараторного пуска через мерительный сосуд из сепаратора в коллектор 1,962 МПа (20 кгс/см²) попадал в больших количествах пар, что являлось причиной подрыва предохранительных клапанов на коллек-

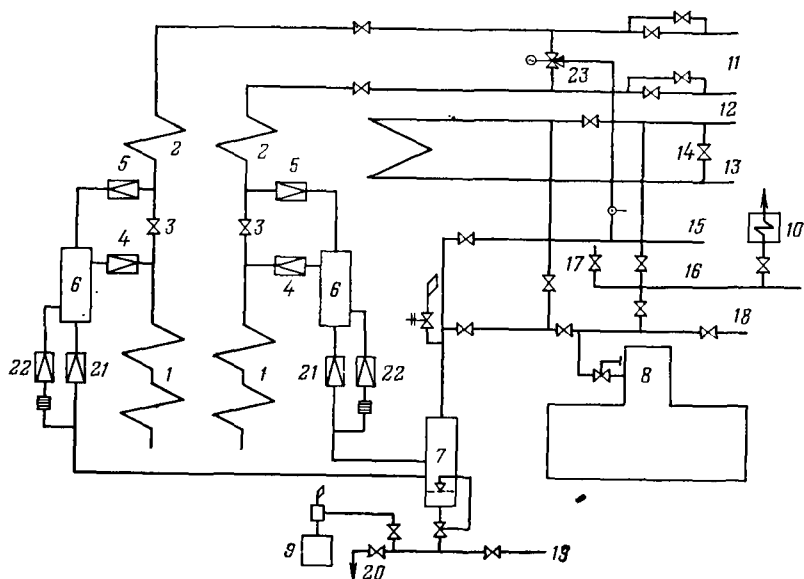


Рис. 2-8. Типовая модернизированная пусковая схема блоков с прямоточными котлами. 1 — испарительная поверхность котла; 2 — первичный пароперегреватель; 3 — встроенная задвижка; 4 — шиберные клапаны; 5 — отсекающая задвижка сепаратора; 6 — встроенный сепаратор; 7 — растопочный расширитель 1,962 МПа (20 кгс/см²); 8 — деаэрактор; 9 — бак запасного конденсата; 10 — электропорегреватель; 11 — пар к турбине; 12 — холодная линия промпрегрева; 13 — горячая линия промпрегрева; 14 — паровой байпас; 15 — линия к пароприемным устройствам конденсатора; 16 — стационарный коллектор 1,275 МПа (13 кгс/см²); 17 — пар от пусковой котельной; 18 — линия от отборов турбины; 19 — линия к водоприемным устройствам конденсатора; 20 — сброс в канализацию; 21, 22 — сбросные клапаны из встроенного сепаратора; 23 — БРОУ.

торе. Утилизация тепла сбросной воды из сепараторов путем подачи ее в деаэрактор тоже оказалась невозможной, поскольку при такой работе резко ухудшался водный режим. Выявилась необходимость пропускать весь поток сбрасываемой воды через блочные обессоливающие установки, вследствие чего этот поток направлялся в конденсатор.

В новой схеме часть тепла сбрасываемой из сепаратора воды в виде вторичного пара второй ступени расширения используется либо для питания деаэратора, либо для прогрева трубопроводов промпрегрева при пуске котла из холодного состояния. Подсоединение ко второй ступени сепаратора линий от БРОУ делает эту схему более гибкой и маневренной. Применение второй ступени расширения и отвод из нее воды в конденсатор обеспечивает нормализацию водного режима при минимальных потерях конденсата.

Как следует из расчетов, в этом случае по сравнению со сбросом

всей среды из растопочных сепараторов в деаэрактор потери топлива при пуске блока возрастают лишь на 2—3 т условного топлива. Наличие клапана на паровой линии сепаратора исключает попадание холодной среды в горячие паропроводы при пуске блока из неостывшего состояния. Подключение пароперегревателя производится при достижении требуемой температуры пара на выходе из сепаратора. Это позволяет осуществлять пуск блока из любого теплового состояния, в том числе и из холодного.

Работы ВТИ и ОРГРЭС доказали возможность надежной эксплуатации отсеченного пароперегревателя при тех стартовых расходах топлива, которые характерны для сепараторных пусков. Надежность пароперегревателя зависит также и от режима подключения его отсечным клапаном. В процессе включения пароперегревателя в работу необходимо тщательно дренировать все участки паропровода, чтобы избе-

жать попадания влаги в пароперегреватель. Испытания показали, что избежать значительного расхолаживания пароперегревателя не удастся, особенно его первой ступени после сепаратора. В связи с этим рекомендуется эту ступень компоновать в области пониженных тепловых нагрузок и изготавливать ее не из аустенитной стали, а из стали перлитного класса, способной выдерживать тепловые удары значительно большей величины.

Новым в этой схеме явилось применение частичного байпасирования промежуточного пароперегревателя для регулирования температуры пара после промежуточного перегрева при пусках, а также применение электрических приводов для клапанов БРОУ.

Как показал опыт эксплуатации, электронно-гидравлические приводы клапанов БРОУ с быстродействием 6 с, являясь слишком сложными и дорогими агрегатами, не обеспечивают предотвращения срабатывания предохранительных клапанов при сбросах нагрузки до холостого хода. В таких условиях переход на более простой и надежный электрический привод с быстродействием 20—25 с является вполне обоснованным.

При пусках блока к деаэратору подводится пар от общестанционной

магистральной 1,275 МПа (13 кгс/см²), а после отключения прогрева промежуточного перегревателя — от растопочного расширителя. В схеме предусмотрен подвод горячего пара на концевые уплотнения ЦВД и переднее уплотнение ЦСД турбины при остановках и пусках ее из горячего состояния.

На рис. 2-9 представлен типовой график пуска дубль-блока К-300-240 из холодного состояния по сепараторному режиму (без обогрева фланцев и шпилек турбины). Как видно из графика, весь пуск от зажигания горелок первого корпуса котла до выхода на номинальные параметры пара длится 12 ч 10 мин. Пуск производится на скользящих параметрах пара. Толчок турбины паром осуществляется при начальном давлении пара 3,92 МПа (40 кгс/см²), выход на полное начальное давление — при мощности 90 МВт, номинальная температура пара устанавливается после достижения полной нагрузки. Рост начальной температуры ограничивается включением пускового впрыска (точка А). График предусматривает толчок турбины регулирующим клапаном. На участке Б—В производится снижение давления свежего пара для обеспечения полного открытия всех регулирующих клапанов после

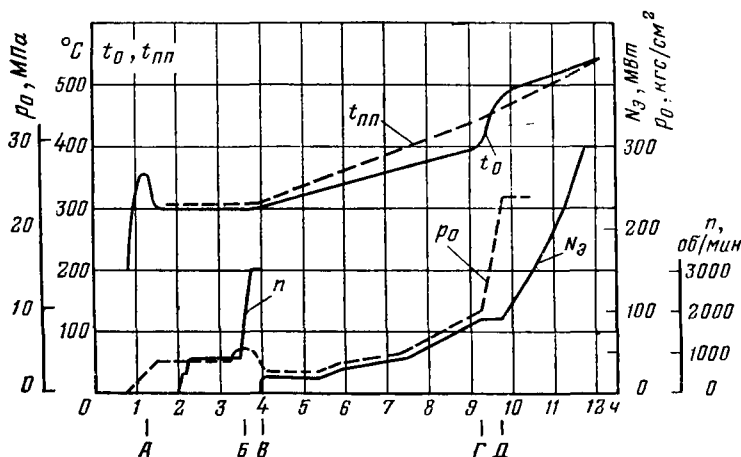


Рис. 2-9. График пуска блока К-300-240 из холодного состояния (без обогрева фланцев и шпилек турбины).

включения генератора в сеть. Нагрузка турбины до 90 МВт производится при полностью открытых регулирующих клапанах путем повышения начальных параметров пара (участок В—Г). При нагрузке 90 МВт давление свежего пара повышается до номинального путем прикрытия регулирующих клапанов турбины (участок Г—Д), после чего включается в работу регулятор давления свежего пара «до себя», воздействующий на регулирующие органы турбины. При достижении полного давления пара перед турбиной открывается встроенная задвижка, разделяющая испарительную и пароперегревательную части котла.

2.7. ПУСК ТУРБИНЫ ИЗ НЕОСТЫВШЕГО СОСТОЯНИЯ

Турбина считается холодной, и пуск ее производится как из холодного состояния, если к моменту пуска температура самой горячей части ее не превышает 150°C. В противном случае турбина считается не остывшей, и программа пуска такого агрегата может быть существенно изменена.

Тепловое состояние турбины определяется качеством изоляции и временем простоя. Характерными периодами простоя являются остановки турбины на 1—3, 6—8, 24—36 и 60—72 ч. Останов на 1—3 ч обычно связан с неполадками в электрической части, отключением генератора, а также ложным срабатыванием электрических и тепловых защит. Простой в течение 6—8, 24—36 и 60—72 ч связаны с неравномерностью электрического графика нагрузки и обусловлены остановкой на ночь, на сутки и на 2—2½ суток в конце недели.

Не рассматривая пока вопросов, связанных с остыванием и пуском блочных установок в целом, рассмотрим эти вопросы применительно к собственно турбине.

В процессе остывания скорость понижения температуры отдельных

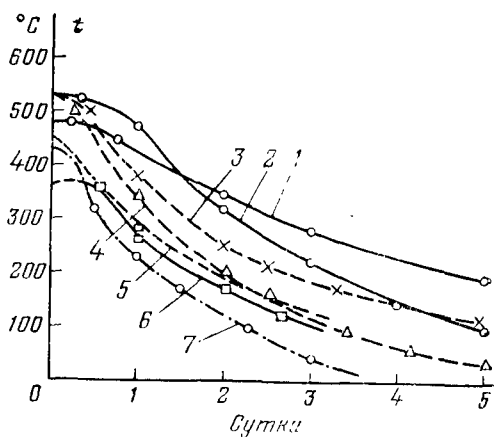


Рис. 2-10. Графики остывания турбин.

1 — ЦВД турбины К-300-240; 2 — ЦСД турбины К-300-240; 3 — ЦВД турбины К-200-130; 4 — ЦСД турбины К-200-130; 5 — ВКТ-100 (внутренний цилиндр); 6 — ВКТ-100 (внешний цилиндр); 7 — ВК-100-2.

узлов турбины зависит от их металлоемкости и условий отвода тепла от них.

На рис. 2-10 представлены графики остывания отдельных узлов турбин высокого давления. Анализ изменения температуры при остывании турбин различных типов показывает, что после некоторого начального периода (1—3 ч) остывание довольно строго подчиняется законам регулярного теплового режима, причем температурный график остывания отдельного узла турбины может быть описан уравнением

$$\Delta t = \Delta t_0 e^{-m\tau}, \quad (2-16)$$

где Δt — разность между текущей температурой тела и температурой охлаждающей среды; Δt_0 — та же разность в начальный период времени; τ — время; m — константа остывания. Теоретически величина m может быть выражена уравнением

$$m = \frac{\alpha F}{g c}, \quad (2-17)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от тела к среде; F , g , c — соответственно поверхность охлаждения, вес и теплоемкость тела.

Определение этих констант для узлов турбины, имеющих изоляцию, весьма затруднено, вследствие чего величина m обычно определяется экспериментально, путем обработки кривых остывания различных турбин. Для отдельных узлов турбин старого типа она колеблется в пределах от 0,02 до 0,036.

Новые мощные паровые турбины с усовершенствованной изоляцией обладают более низкой константой остывания. Для отдельных элементов этих агрегатов величина

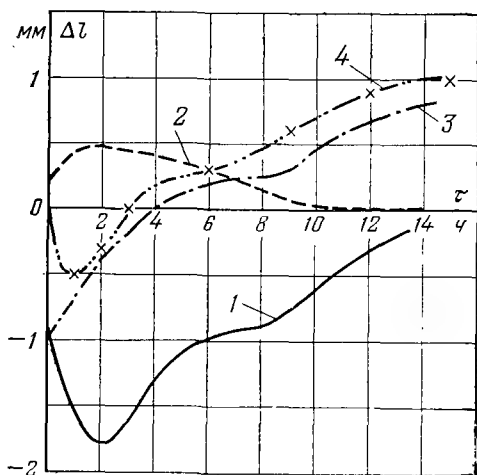


Рис. 2-11. График изменения относительного удлинения ротора при остывании.
1 — ЦВД турбины К-200-130; 2 — ВК-100-6; 3 — ВПТ-50-3; 4 — ВК-100-2.

на m изменяется от 0,01 до 0,016. Для современных турбин она должна быть порядка 0,01—0,012.

Наряду с остыванием статора происходит и остывание ротора турбины. Различные условия теплообмена, а также разница в массах ротора и статора приводят к различным изменениям длины этих элементов.

На рис. 2-11 приводятся графики относительного изменения длины ротора в процессе остывания [77]. Под относительным изменением длины ротора понимается разность изменений длин ротора и статора. Анализ этих графиков, а также опыт эксплуатации других турбин показывают, что относительное изменение длины ротора зависит в основном от качества изоляции и разницы масс ротора и статора. В связи с этим в мощных турбинах высокого и сверхкритического давления, имеющих массивные ЦВД, в процессе остывания наблюдаются значительные относительные укорочения роторов высокого давления, что может препятствовать пуску турбины из горячего состояния. Отметим при этом, что относительное удлинение ротора менее опасно, по-

скольку выходные зазоры в проточной части значительно больше входных.

Эффективным мероприятием, уменьшающим относительное укорочение ротора, является подача горячего пара к переднему концевому уплотнению ЦВД. В турбинах высокого давления передние концевые уплотнения занимают значительную длину ротора. Разогрев этого участка позволяет компенсировать относительное укорочение остальных частей ротора турбины. Подача пара на уплотнения должна производиться при обязательном вращении ротора валоповоротным устройством. Опыт показывает, что при реализации этого мероприятия ограничения в пусках из горячего состояния по причине чрезмерного относительного укорочения ротора могут быть практически сняты.

Значительно сложнее устранить последствия неравномерного охлаждения верха и низа корпуса турбины. В процессе остывания низ турбины быстрее охлаждается, чем верх, вследствие целого ряда причин. К ним относятся: 1) отток тепла через лапы цилиндра и трубопроводы отборов пара; 2) отставание изоляции нижней части цилиндра вследствие ее некачественного изготовления и крепления; 3) наличие конвективных токов воздуха снизу вверх как снаружи, так и внутри цилиндра; 4) скопление конденсата в нижних участках цилиндра вследствие некачественного дренажа.

Ввиду этих обстоятельств разность температур верха и низа корпуса в наиболее характерном месте (область паровпуска) может достигнуть значительной величины.

На рис. 2-12 приведены графики изменения разности температур верха и низа цилиндров различных турбин при остывании. Графики получены экспериментально при испытании турбин мощностью от 25 до 200 МВт [77]. Как видно из полученных кривых, максимальный тем-

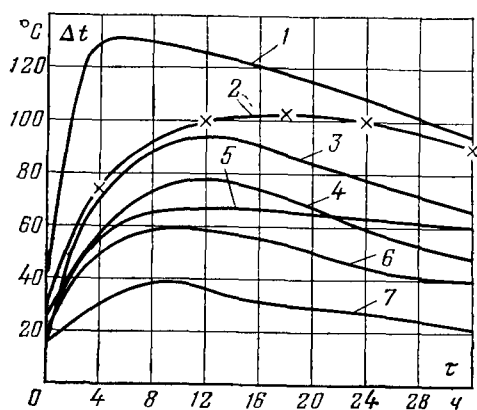


Рис. 2-12. Изменение разности температур «верх—низ» корпуса турбины при остывании.

1 — турбина К-200-130 (ЦСД); 2 — турбина К-200-130 (ЦВД); 3 — турбина ВТ-25-4; 4 — турбина ВК-100-2; 5 — турбина ВПТ-50-3; 6 — турбина ВК-50-3; 7 — турбина ВК-100-6.

пературный перекося имеет место у турбин К-200-130. На турбинах мощностью 300 МВт с изоляцией старого типа через 10—15 ч после останова этот перекося может достичь 80—100°C в области паровпуска ЦВД и 100—145°C в том же месте ЦСД.

Увеличенная по сравнению с ЦВД разность температур «верх — низ» цилиндра среднего давления объясняется наличием в нем значительного количества патрубков отборов пара, через которые интенсивно отводится тепло. Разность температур верха и низа цилиндра вызывает температурный изгиб корпуса. Корпус прогибается, причем стрела прогиба направлена вверх. Возникновение конвективных токов воздуха внутри цилиндра приводит к охлаждению нижней части ротора, и ротор турбины с некоторым запаздыванием также прогибается вверх.

Пускать турбину при значительном прогибе корпуса нельзя, так как это вызовет задевания ротора о гребни радиальных уплотнений диафрагм и бандажей рабочих лопаток, а также в концевых уплотнениях. Эти задевания особенно опасны, когда имеется прогиб ро-

тора, так как при повороте ротора на 180° прогиб ротора и статора будет суммироваться и их взаимное смещение будет максимальным.

Прогиб ротора можно устранить, вращая его валоповоротным устройством в процессе остывания. Что же касается прогиба корпуса, то уменьшение его связано с определенными трудностями.

Наиболее эффективным мероприятием, позволяющим уменьшить разность температур верха и низа цилиндров, является применение изоляции, наносимой методом напыления. Этот метод нашел широкое распространение на электростанциях и по существу снял проблему температурного перекося «верх — низ». В настоящее время на турбинах, имеющих тепловую изоляцию, выполненную подобным образом, ограниченный по пуску из-за температурного перекося не существует. Этому способствует также подвод горячего пара к передним концевым уплотнениям ЦВД и ЦСД.

Исключения могут составить некоторые особые случаи, как например, попадание в цилиндр воды или влажного пара. В этом случае разность между верхом и низом корпуса может достичь недопустимой величины. Опыт эксплуатации показал также, что причиной появления значительной разности температур «верх — низ» может явиться раннее открытие дренажей неостывших цилиндров, перепусковых труб, отборов и т. д. Было установлено, что дренажи целесообразно открывать непосредственно перед пуском или после длительного останова, когда температура цилиндров в зоне паровпуска станет ниже 150°C. Выполнение этой рекомендации предусматривается действующими заводскими инструкциями.

Одной из причин затруднений, встречающихся при пуске блочных турбин, является то, что котельные агрегаты остывают значительно быстрее турбин высокого давления, вследствие чего к моменту пуска

неостывшей турбины температура пара может оказаться существенно ниже нагретых частей турбины. При таком положении пуск будет сопровождаться расхолаживанием турбоагрегата с недопустимыми скоростями понижения температуры металла, не говоря уже о том, что охлаждение турбины с последующим прогревом ее удлиняет время пуска и увеличивает расход тепла на пуск.

Подача холодного пара в горячую турбину вызывает, кроме того, значительное относительное укорочение ротора, что может явиться препятствием для продолжения пуска. Дополнительное укорочение ротора при пусках из горячего состояния может вызвать подача холодного пара на передние уплотнения ЦВД и ЦСД.

Особенно быстро остывают прямоточные котлы, не имеющие заполненного водой барабана, который в процессе остывания выполняет роль аккумулятора тепла. Так, прямоточный котел ПК-47, работающий в блоке с турбиной К-200-130, полностью остывает за 6—9 ч (за время полного остывания принимается период, в течение которого в испарительной части исчезает избыточное давление). За это же время в барабанных котлах типов ТП-90, ТП-92, ТГМ-94, работающих в блоке с турбинами К-150-130, сохраняются параметры: давление в барабане — 4,9 МПа (50 кгс/см²), температура пара — 350°C.

К этому времени температура ЦВД турбин в области паровпуска сохраняется на уровне 460—480°C. Таким образом, блоки с барабанными котлами обладают более благоприятными возможностями для пуска из горячего состояния, чем блоки с прямоточными котлами, так как температурное состояние этих котлоагрегатов и параметры пара в них ближе соответствуют температурному состоянию пускаемой турбины.

Основным условием качественного пуска блока из горячего состояния является требование ПТЭ, согласно которому температура пара, поступающего в турбину, должна не менее чем на 50°C превышать температуру наиболее горячей части турбины (не превышая, разумеется, начальной температуры цикла). С учетом этого требования и были разработаны методы пуска блоков из различных тепловых состояний. Эти методы регламентируют время и порядок проведения пусковых операций, а также скорость изменения параметров пара, числа оборотов и нагрузки турбины. Длительность и характер операций определяются в основном мощностью блока, начальными параметрами пара и типами котлоагрегатов и турбин.

С наибольшими трудностями приходится сталкиваться при пусках блоков из горячего состояния, имеющих прямоточные котлы на сверхкритические параметры пара. У этих блоков паропроводы, задвижки и другие элементы имеют повышенную толщину стенок по сравнению с блоками докритического давления, что предъявляет особые требования к режиму нагрева и охлаждения этих элементов. Кроме того, большая металлоемкость турбины и ее отдельных узлов предопределяет медленный темп остывания, что приводит к большому несоответствию между температурами пара и горячих узлов турбины. По данным испытаний в течение 1 ч простоя прямоточного котла блока 300 МВт температура пара на выходе из котла снижается с 560 до 360°C, а давление с 23,5 до 9,81 МПа (от 240 до 100 кгс/см²). В связи с этим пуск котла на горячие паропроводы после 2—2½ часового простоя уже затруднен и возникает необходимость дальнейшего расхолаживания котла, паропроводов и узла встроенных сепараторов для подготовки к последующему пуску.

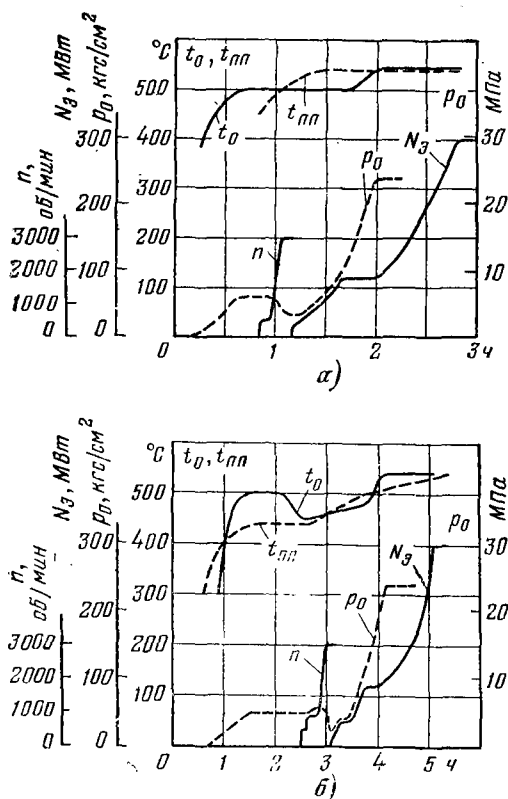


Рис. 2-13. Графики пусков блока К-300-240 из различных тепловых состояний.
а — после простоя 6—8 ч; б — после простоя 24—36 ч.

В этом отношении наименее сложными являются пуски после непродолжительного простоя (0,5—1,5 ч) и пуски после останова на 60—72 ч. В первом случае пуск можно проводить без ограничений, по прямооточному режиму, стремясь как можно быстрее вывести котел на полные параметры пара, которые будут соответствовать термическому состоянию турбины и ее узлов. Во втором случае условия пуска ближе приближаются к пуску из холодного состояния. К этому времени паропроводы острого пара достаточно остывают, и не приходится опасаться при пуске их резкого охлаждения. На рис. 2-13 приводятся графики пуска блока сверхкритических параметров из различных тепловых состояний.

Разработка режимов пуска блоков из неостывшего состояния должна производиться специальными организациями, способными провести тщательное исследование термического состояния отдельных узлов турбины, паропроводов, парозапорных органов и самого котлоагрегата в процессе пусков. Эти же организации выдают графики-задания на пуск агрегата из различных тепловых состояний.

На основании наиболее полных испытаний разрабатываются номограммы пуска при любом времени простоя (рис. 2-14). В этой номограмме время пуска из различного теплового состояния рассматривается как функция температуры металла ЦВД. Здесь же приведены параметры пара, с которых начинается пуск (толчок ротора паром). Как видно из графика, пуск блока при температуре ЦВД свыше 450°C ничем во времени не ограничивается.

2-8. МЕРОПРИЯТИЯ ПО УСКОРЕНИЮ ПУСКА ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

Увеличение времени пуска мощных турбин высокого давления привело к известным трудностям в их эксплуатации. В связи с этим сразу же после начала серийного производства этих агрегатов стали разрабатываться мероприятия по ускорению их пуска.

Наиболее эффективным мероприятием такого рода является обогрев фланцев и шпилек цилиндров высокого и среднего давления турбин.

Как было указано в § 2-1, основным моментом, увеличивающим время пуска, является появление при нагружении турбины значительной разности температур по ширине фланцев, а также возникновение большого относительного удлинения ротора. И то и другое является следствием неравномерности прогрева отдельных узлов турбоагрегата при пуске.

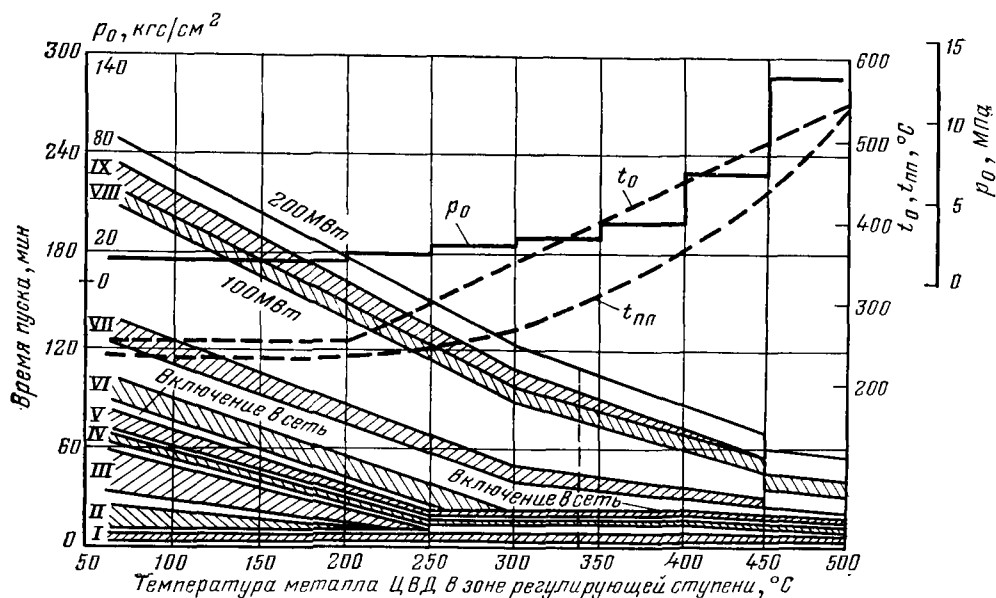


Рис. 2-14. Номограмма пуска турбины К-200-130.

I, II, III — выдержка при 500, 1300 и 2200 об/мин; IV — выдержка при 2800 об/мин для перевода масляной системы с пускорезервного насоса на главный; V — выдержка при 3000 об/мин для прогрева и синхронизации; VI — выдержка при 20 МВт для прогрева; VII — выдержка при 35 МВт для прогрева и перевода корпуса котла на проточный режим; VIII — выдержка для подключения второго корпуса котла; IX — выдержка при 125–130 МВт для прогрева третьего регулирующего клапана и перепускной трубы к нему.

Дополнительный обогрев фланцевых соединений снаружи позволяет резко сократить разность температур по ширине фланцев, между стенкой и фланцем, уменьшить относительное удлинение ротора ЦВД и ускорить пуск турбины. Что касается обогрева фланцев ЦСД, то в ряде конструкций, где корпус цилиндра оказывается менее массивным, чем ротор, обогрев фланцев может увеличить относительное сокращение ротора ЦСД. Однако такое сокращение невелико и имеет место не на всех турбинах, в то время как внешний обогрев фланцев позволяет существенно уменьшить разность температур по ширине фланцев ЦСД, которая в ряде случаев может достигнуть величины порядка 150–200°C.

Применение обогрева фланцевых соединений вызывает необходимость дополнительного обогрева шпилек, чтобы избежать значительной разницы в температурах фланца и шпильки. Дополнительный обогрев

фланцев и шпилек может быть произведен как паром, так и с помощью электрических обогревателей. Последний метод не нашел распространения, и в настоящее время на турбинах отечественного производства применяется только паровой обогрев. Обогрев осуществляется с помощью коробов, приваренных к наружной поверхности фланцев, по которым движется греющий пар. Подвод пара к шпилькам на турбинах ЛМЗ производится через углубление в плоскости горизонтального разреза фланцев.

На турбинах ХТГЗ и ТМЗ применяется несколько иная схема обогрева. Здесь шпильки прогреваются не снаружи, а изнутри, путем подачи пара через центральные сверления, как это показано на рис. 2-15.

И тот и другой методы имеют ряд преимуществ и недостатков. Обогрев шпилек снаружи приводит к одновременному местному обогреву фланцев, что благоприятно сказывается на распределении тем-

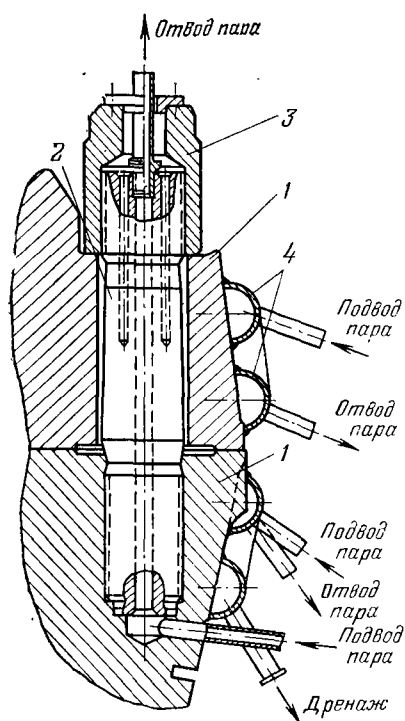


Рис. 2-15. Устройство для обогрева фланцев и шпилек ЦВД турбин УТМЗ.

1 — фланцы корпуса; 2 — шпилька; 3 — колпачковая гайка; 4 — коробка для парового обогрева фланцев.

ператур по ширине фланца и уменьшает относительное удлинение ротора ЦВД. С другой стороны, применение наружного обогрева шпилек, когда шпильки ввернуты в нижнюю половину фланца, приводит к появлению разности температур верхнего и нижнего фланцев, вызывающей тепловой прогиб корпуса турбины и соответствующее уменьшение нижних радиальных зазоров.

При прогреве шпильки внутри разность температур между верхним и нижним фланцем отсутствует, но при этом уменьшается эффективность прогрева фланца и появляется необходимость в более тщательном регулировании подачи пара на обогрев шпилек во избежание сильного перегрева их по сравнению с фланцами.

Проведение экспериментальных пусков с обогревом фланцевого соединения выявило ряд недостатков этой системы, работающей на свежем паре.

Подача свежего пара даже при самой тщательной регулировке приводит к тепловому удару на внешней поверхности фланца и прогреву его с недопустимо высокими скоростями. Кроме того, ввиду неравномерности прогрева корпуса турбины по длине фланца наблюдается значительный тем-

пературный перекося. Если в области регулирующей ступени по ширине фланца сохраняется положительная разность температур (температура внутренней поверхности выше температуры наружной), то в местах, плохо обогреваемых изнутри, например в области переднего концевой уплотнения, имеет место значительная обратная разность температур, достигающая 100—110°C. По этой же причине резко меняется температурная разность между фланцем и шпилькой по длине корпуса. На участках, недостаточно обогреваемых изнутри, температура шпильки может превысить температуру фланца, что может привести к ослаблению затяжки шпилек и пропариванию горизонтального разъема.

В настоящее время разработаны методы реконструкции схемы обогрева фланцевого соединения. Прежде всего это касается способа подачи греющего пара.

Вместо дроселированного свежего пара предлагается подавать пар из камеры регулирующей ступени или из пространства между внутренним и внешним корпусами ЦВД. Такое решение вопроса исключает появление тепловых ударов, уменьшает температурный перекося по длине фланца, устраняет возможность перегрева фланца или шпильки. Кроме того, такая система обладает свойством саморегулирования: по мере увеличения нагрузки температура греющего пара и его расход автоматически увеличиваются, что находится в полном соответствии с режимом обогрева. При хорошо отрегулированной системе подачи пара на обогрев отдельных узлов действия персонала могут быть ограничены лишь включением и отключением обогрева.

Для уменьшения температурных перекося рекомендуется последовательное соединение каналов обогрева фланцев и шпилек, чтобы участки, находящиеся в слабо обогреваемой зоне, обогревались более холодным паром. В турбинах с промперегревом при наличии обогрева фланцев и шпилек ЦСД пар для обогрева этих узлов рекомендуется брать из линии промперегрева, чтобы обогрев фланцевого соединения как изнутри, так и снаружи производился паром одной температуры.

При хорошо отрегулированной системе обогрева фланцевого соединения и наличии достаточного опыта ее эксплуатации время пуска турбины из различных тепловых состояний за счет включения обогрева может быть существенно сокращено. Кроме того, несмотря на высокую скорость прогрева и пуска турбины, разность температур по ширине фланцев при их обогреве существенно уменьшается, что практически исключает коробление

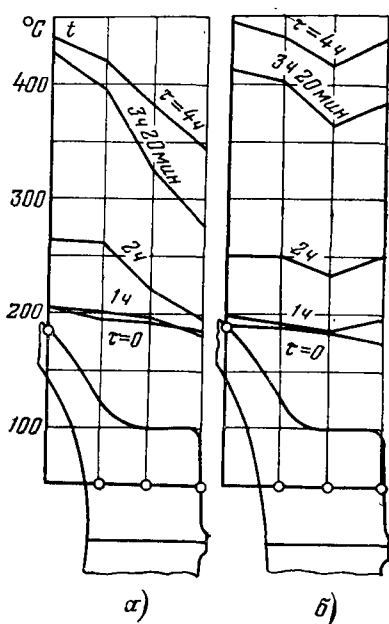


Рис. 2-16. График распределения температур по ширине фланца при обогреве фланцевого соединения.

а — без обогрева; б — с обогревом.

фланцев в течение длительного срока службы турбоагрегата.

На рис. 2-16 приводятся графики распределения температуры по ширине фланца при пусках с обогревом и без обогрева в зависимости от времени [55].

При использовании систем парового обогрева фланцевых соединений необходимо соблюдать следующие рекомендации по эксплуатации этого устройства:

а) допустимая разность температур по ширине фланца не должна превышать 50°C ;

б) разность температур между фланцем и шпилькой допускается не больше 20°C ;

в) включение обогрева фланцевого соединения должно производиться при относительном удлинении ротора высокого давления не менее 1,0 мм. Включение обогрева при меньших значениях относительного удлинения ротора недопустимо, поскольку это может привести к

уменьшению входных зазоров в проточной части турбины и аксиальным задеваниям дисков ротора о диафрагмы.

Наиболее современным способом ускорения пуска мощных турбоагрегатов является применение управляющих машин и автоматов пуска.

При ручном управлении, даже при наличии большого опыта работы, обслуживающий персонал не в состоянии обеспечить пуск турбины с максимально допустимыми разностями температур и скоростями прогрева. Обычно из опасения превысить допустимые параметры пуска прогрев ведется в замедленном темпе, что, впрочем, не исключает в отдельные моменты времени превышения допустимых скоростей прогрева.

При автоматическом пуске все пусковые операции удается осуществить с максимально допустимыми скоростями прогрева и нагружения, что, естественно, сокращает время пуска.

Устройства для программированного пуска турбоагрегата входят составной частью в схему современных информационных и управляющих вычислительных машин типа «Комплекс», «М-7» и др. Все эти машины весьма дороги и недостаточно отработаны, вследствие чего как в отечественной практике, так и за рубежом широкое распространение получают всевозможные автоматы пуска, выполняющие весьма ограниченную задачу: пуск турбоагрегата по заранее заданной программе.

Программа пуска включает в себя:

1) прогрев паропроводов, перепускных труб и клапанов автоматического затвора;

2) толчок ротора турбины паром и выдержка на определенных числах оборотов;

3) разворот до номинального числа оборотов с выполнением условий быстрого прохождения критических зон;

4) синхронизацию и включение генератора в сеть;

5) подъем нагрузки по заданной программе.

В процессе проведения всех операций производится непрерывный контроль за температурой пара и металла в ряде точек. Эти данные обрабатываются счетно-решающим устройством автомата, которое сравнивает полученные результаты с величинами, заложенными в памяти машины. Такими величинами являются допустимые разности температур и скорости повышения температуры. Для определения последней величины счетно-решающее устройство имеет дифференцирующий элемент, вычисляющий производную изменения температуры по времени.

Автомат может пускать турбину не только из холодного, но и из любого горячего состояния. Для этого в памяти машины имеется необходимый набор программ.

Системы автоматизации пусковых операций, как правило, выполняются по простой схеме с использованием стандартных теплоизмерительных приборов в качестве первичных датчиков. Дублирование цепей и датчиков не предусматривается. В случае выхода из строя одного или нескольких элементов системы выполнение последующих операций по пуску задерживается и на табло выдается световой сигнал. В этом случае можно перейти на ручное управление рядом операций с последующим подключением автомата. В случае необходимости можно полностью перейти на ручное дистанционное управление.

Применение автоматики пуска также не исключает действия защиты турбоагрегата. Опыт эксплуатации показывает, что применение систем автоматического пуска сокращает на 20—25% время пусковых операций.

Для турбин неблочного типа, работающих от общей паровой магистрали, эффективным мероприятием по ускорению пуска является пуск

по блочному принципу на скользящих начальных параметрах пара. Для осуществления такого пуска необходимо, чтобы главный паропровод состоял из двух ниток, из которых каждая имела бы соединение со всеми котлами и турбинами. Путем обеспаривания одной из ниток и подключения к ней пускающих турбины и котла можно осуществить разворот турбоагрегата на скользящих параметрах пара. Для обеспечения сброса излишков пара в конденсатор устанавливается сбросная магистраль с охладителем пара. Подвод пара к эжекторам и на концевые уплотнения осуществляется от соседних агрегатов.

2-9. ОСТАНОВ ТУРБИНЫ

В практике эксплуатации турбоагрегатов встречаются два способа останова: а) нормальный останов; б) аварийный останов.

Нормальный останов производится в плановом порядке с проведением всех подготовительных работ и с соблюдением всех инструкций по нормальному останову.

Как и пуск турбины, останов связан с изменением термического и механического состояния элементов агрегата, поэтому и здесь следует выдерживать необходимый режим расхолаживания, вести постоянный контроль за термическими расширениями элементов турбоагрегата и его механическим состоянием. В отличие от пусковых операций останов турбины облегчается тем, что в случае возникновения опасных режимов в процессе останова турбина может быть отключена аварийно ручным воздействием на автомат безопасности, в то время как аварийный останов при пуске может вызвать срыв диспетчерского графика нагрузки.

Порядок останова турбоагрегата определяется местной инструкцией и зависит от мощности, параметров и типа агрегата. Ниже рассматривается порядок останова конденсационной турбины.

Подготовка к останову включает в себя проверку работы вспомогательных маслонасосов, расхаживание стопорных и регулирующих клапанов цилиндров высокого и среднего давления, проверку исправности приводов БРОУ и РОУ.

По команде дежурного инженера производится разгрузка турбины. Разгрузка турбин неблочного типа, а также блочных агрегатов, работающих с прямоточными котлами, производится путем прикрытия регулирующих клапанов. Разгрузка турбин, работающих в блоке с барабанными котлами, может производиться на скользящих параметрах пара при полностью открытых регулирующих клапанах путем понижения давления пара на котле. Снижение нагрузки обычно производится ступенями с некоторой выдержкой во времени на промежуточных нагрузках.

В процессе снижения нагрузки необходимо вести наблюдение:

- 1) за относительным удлинением (или укорочением) роторов;
- 2) за разностью температур верха и низа цилиндров высокого и среднего давления;
- 3) за разностью температур между фланцем и шпилькой;
- 4) за вибрационным состоянием агрегата;
- 5) за уровнем конденсата в конденсаторе;
- 6) за работой системы подачи пара на уплотнения;
- 7) за температурой масла на сливе из подшипников.

В процессе снижения нагрузки при определенных значениях ее необходимо:

- 1) включить систему рециркуляции основного конденсата;
- 2) переключить деаэратор на посторонний источник питания;
- 3) отключить испарительную установку;
- 4) по мере снижения нагрузки отключить подогреватели высокого и низкого давления, начиная с верхнего; остановить сливные насосы;

5) по мере снижения нагрузки произвести сокращение числа работающих конденсатных и циркуляционных насосов;

6) в блочных установках с турбоприводом питательных насосов при нагрузке 30—50% номинальной перевести питание котла на электронасос; турбину питательного насоса остановить согласно инструкции по останову питательного турбонасоса;

7) открыть байпасы ГПЗ и закрыть главные паровые задвижки;

8) в блочных установках включить БРОУ и РОУ.

В блочных установках с прямоточными котлами включение БРОУ необходимо для нормальной работы котлоагрегата при нагрузках турбины ниже 30% номинальной. В блочных установках с барабанными котлами включение БРОУ или РОУ диктуется необходимостью охлаждения первичного и вторичного пароперегревателя при различных режимах останова блока.

После разгрузки блока подача пара в турбину прекращается воздействием вручную на рычаги автомата безопасности и отключается генератор. Отключение генератора производится лишь тогда, когда установлено, что стопорные, регулирующие и отсечные клапаны закрылись полностью и ваттметр показывает отрицательную мощность (генератор работает в моторном режиме). Общее время после прекращения доступа пара в турбину до отключения генератора от сети не должно превышать 4 мин.

После отключения турбоагрегата с паровой и электрической стороны до момента полного останова ротора необходимо произвести следующие операции:

1) включить резервный электро-масляный или турбомасляный насос (в установках с главным масляным насосом на валу турбины) и тщательно следить за давлением масла, поступающего на смазку, особенно при числе оборотов, при котором главный масляный насос начинает

терять свою производительность. Если в этот момент давление масла становится недопустимо низким, то нужно быстро поднять число оборотов турбины, восстановить давление масла на смазку, после чего приступить к выяснению причин неудовлетворительной работы вспомогательного маслоснабжения;

2) закрыть байпасы ГПЗ и задвижки на «холодных» нитках промперегрева у турбин с промперегревом;

3) прослушать турбину на оборотах, особенно в области концевых уплотнений;

4) при определенном числе оборотов (500—600 об/м) отключить автоматику перепада давления «масло—водород» системы уплотнения вала генератора и в дальнейшем при выбеге турбины и работе валоповоротного устройства заданную разность давлений поддерживать вручную.

При останове турбины в случае необходимости снимается кривая выбега.

Кривой выбега (рис. 2-17) называется графическая зависимость между числом оборотов турбины и временем с момента закрытия стопорного клапана и отключения генератора от сети. Кривая выбега имеет три характерных участка. На участке *I* скорость вращения падает довольно быстро, вследствие значительных вентиляционных потерь на этих числах оборотов. Участок *II* характеризуется более медленным падением числа оборотов, и, наконец, на участке *III* число оборотов резко падает за счет разрушения на этих оборотах масляной пленки и возросших в связи с этим потерь на трение в подшипниках. Конфигурация кривой выбега позволяет определить минимальное число оборотов,

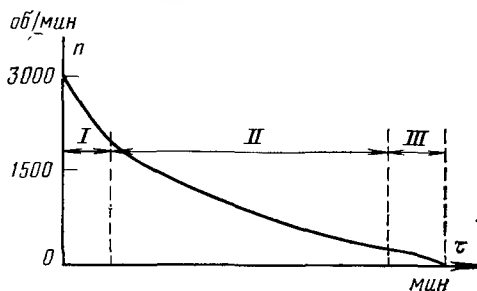


Рис. 2-17. График выбега ротора турбины.

при котором существует масляный клин в подшипниках. На этих оборотах следует вести прогрев турбины после толчка ротора паром без опасности вызвать износ бабитовой заливки подшипников.

Кроме того, время выбега турбины позволяет косвенно учесть состояние подшипников и парозапорных органов агрегата. Более быстрый, чем обычно, останов ротора свидетельствует о задеваниях в уплотнениях турбины или неполадках в подшипниках. Увеличение времени выбега указывает на пропуски в парозапорных органах агрегата.

Кривая выбега снимается при останове путем замера через определенные отрезки времени числа оборотов с помощью ручного тахометра. Отсчет времени ведется по секундомеру. Эталонная кривая выбега снимается при пуске турбины в эксплуатацию или после капитального ремонта турбоагрегата. Все кривые выбега, снимаемые в дальнейшем, должны быть получены при одном и том же вакууме, поскольку вентиляционные потери при вращении ротора зависят от плотности пара в корпусе турбины.

Если при останове кривая выбега не снимается, то при понижении числа оборотов можно снижать вакуум, прикрывая пар на эжектор.

После остановки роторов турбины необходимо сразу же включить в работу валоповоротное устройство и вращать ротор непрерывно в течение времени, указанного в инструкции по эксплуатации. По истечении указанного времени можно перейти на периодические проворачивания ротора на 180° через каждые 20—30 мин до полного остывания турбины.

В турбинах малой мощности, не имеющих валоповоротного устройства, поворот ротора на 180° до полного остывания турбины производится вручную с помощью специального приспособления. Температуру масла после маслоохладителей необходимо поддерживать на уровне 40—42°C за счет сокращения подачи охлаждающей воды на маслоохладители. Необходимо также прикрывать воду и на охлаждение генератора, чтобы не вызвать резкого охлаждения обмоток статора и ротора генератора.

В блочных установках, где для охлаждения первичного и вторич-

ного пароперегревателя в период останова включаются БРОУ, вакуум в конденсаторе должен поддерживаться в течение всего времени работы БРОУ. На весь период сохранения вакуума необходимо подавать пар на концевые уплотнения турбины для избежания подсоса в цилиндр холодного воздуха и резкого охлаждения ротора и цилиндра изнутри. По этой же причине должны быть закрыты задвижки на линиях отсоса пара от штоков клапанов.

После прекращения работы БРОУ отключаются воздухоудаляющие устройства: закрывается пар на паровые эжекторы, останавливается подъемный насос водяных эжекторов. С исчезновением вакуума в конденсаторе прекращается подача пара на концевые уплотнения. Останавливается конденсатный насос, и после снижения температуры выхлопного патрубка до 55°C останавливаются циркуляционные насосы.

Масляный насос системы смазки должен работать непрерывно до полного остывания турбины.

После полного остывания турбины открываются дренажные и продувочные вентили, а также линии обеспаривания.

Приведенный выше порядок останова турбины характерен для перевода агрегата в холодный резерв.

Значительно чаще турбина останавливается на короткое время при провалах графика нагрузки (например, на ночь). В этом случае для сокращения времени последующего пуска целесообразнее вести останов таким образом, чтобы не вызвать значительного расхолаживания агрегата. С этой точки зрения наиболее рациональным способом останова был бы мгновенный сброс нагрузки путем отключения генератора от сети и закрытия стопорных клапанов. Однако мгновенный сброс слишком большой нагрузки может вызвать значительное снижение на-

пряжения и частоты в системе, и поэтому такой метод останова нежелателен.

Более подходящим является способ, когда нагрузка достаточно быстро снижается до величины порядка 30—35% номинальной, после чего производится мгновенный сброс оставшейся нагрузки путем закрытия стопорных клапанов. В этом случае толчок в системе будет незначителен и в то же время в турбине будет аккумулироваться достаточное количество тепла. При таком способе останова особенно следует избегать попадания холодного воздуха или пара в турбину или каких-либо других причин охлаждения агрегата.

При останове турбины в ремонт следует, наоборот, вести форсированное охлаждение агрегата, чтобы быстрее приступить к ремонтным работам и сократить время простоя агрегата. Это положение особенно актуально для современных крупных турбоагрегатов, обладающих большой металлоемкостью и работающих при высоких начальных температурах пара. На рис. 2-10 приведен график естественного остывания турбины К-300-240. Как видно из графика, наиболее массивная часть турбины после естественного остывания в течение 60 ч имеет температуру 310°C. Дальнейшее остывание этого элемента до температуры 100°C продолжается еще несколько суток. Таким образом, общее время остывания турбины К-300-240 может составлять величину порядка 6—7 сут. Такое время простоя основного оборудования перед ремонтом не может быть допустимо, поэтому при выводе турбины в ремонт широко применяется принудительное расхолаживание агрегата.

Принудительное расхолаживание турбоагрегата предусматривает охлаждение проточной части путем снижения начальной температуры пара. Пропуск значительного количества пара с постепенно понижаю-

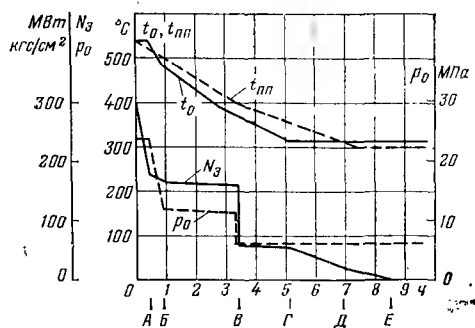


Рис. 2-18. График принудительного расхолаживания турбины К-300-240 ЛМЗ.

шейся температурой вызывает форсированное охлаждение турбины. На рис. 2-18 приведен типовой график расхолаживания турбины К-300-240 ЛМЗ (дубль-блок), разработанный ОРГРЭС и ВТИ. По этому графику в течение первых 25 мин нагрузка при постоянных начальных параметрах пара снижается до 60% от номинальной, после чего производится плавное снижение температуры путем снижения тепловой нагрузки котла и включения впрысков.

На участке А—Б производится понижение начального давления пара перед турбиной для того, чтобы дальнейшее расхолаживание турбины производилось с полностью открытыми регулирующими клапанами. Для этого закрываются встроенные задвижки на обоих корпусах котлов, отключается регулятор давления пара перед турбиной «до себя» и включается регулятор давления среды перед встроенными задвижками. В точке В производится отключение одного корпуса котла с дальнейшим снижением начального давления и нагрузки.

На участке Г—Д осуществляется перевод одного корпуса котла на растопочную нагрузку (по воде). Давление пара перед котлом при этом поддерживается на постоянном уровне за счет прикрытия регулирующих клапанов. В точке Д открываются клапаны БРОУ. В точке Е производится отключение генера-

тора от сети, после чего турбина в течение 60 мин работает на холостом ходу для стабилизации теплового состояния ее корпусов. Опыты по расхолаживанию турбины К-300-240 ЛМЗ показали, что за 9,5 ч принудительного охлаждения корпуса турбины могут быть охлаждены до температур, которые имеют место после 70—75 ч естественного остывания.

Помимо рассмотренного случая останова блока с расхолаживанием турбины, в практике эксплуатации энергоблоков применяются режимы останова с расхолаживанием котла и паропроводов, а также останов блока с расхолаживанием тракта котла до встроенной задвижки. Останов с расхолаживанием котла и паропроводов применяется при необходимости ремонтных работ на котле и паропроводах свежего пара, если останов не вызван разрывом труб поверхностей нагрева котла. Расхолаживание проводится после отключения турбины выпуском пара из котла, а затем прокачкой через котел воды со сбросом среды за котлом через дренажную линию перед ГПЗ турбины.

Останов с расхолаживанием тракта котла до встроенной задвижки проводится при необходимости проведения ремонтных работ в топке и на пароводяном тракте до встроенной задвижки. Расхолаживание ведется после отключения турбины путем выпуска пара и последующей прокачки воды со сбросом среды из встроенных сепараторов в растопочный расширитель.

При останове с принудительным расхолаживанием агрегата должны быть регламентированы следующие величины:

- 1) величина обратной разности температур по ширине фланцев;
- 2) скорость снижения нагрузки при постоянной температуре пара;
- 3) скорость снижения температуры свежего пара и пара после промпрегрева.

Все эти величины зависят от типа агрегата и в первую очередь от мощности и начальных параметров пара перед турбиной.

При снижении параметров пара во время расхолаживания температура пара должна быть выше температуры насыщения при данном давлении не менее чем на 50°C . Расхолаживание паром, находящимся в области насыщения, недопустимо из-за резкого, скачкообразного увеличения коэффициента теплоотдачи, что может служить причиной появления обратного теплового удара. Во всех случаях в процессе принудительного расхолаживания турбоагрегата должен производиться тщательный контроль относительного укорочения роторов.

Из других способов принудительного расхолаживания оборудования следует остановиться на опытах охлаждения турбин с помощью продувки корпуса турбины сжатым воздухом. На ряде английских энергоблоков, в том числе и на блоке 500 МВт, такой способ расхолаживания применяется систематически. Подача воздуха в цилиндры турбин осуществляется с помощью стандартного компрессора с дизельным приводом. При этом время охлаждения турбины мощностью 500 МВт может быть сокращено более чем в 2,5 раза. Ценность этого метода заключается в возможности тонкой регулировки процесса охлаждения, что исключает возможность возникновения опасных режимов. Кроме того, в данном случае охлаждение можно вести и при сравнительно низких температурах металла, когда котел уже остановлен и дальнейшее охлаждение турбины происходит естественным путем.

Аварийный останов турбины производится при повреждении отдельных элементов турбоагрегата или при угрозе такого повреждения.

Аварийный останов производится без подготовительных операций, путем расцепления рычагов автомата безопасности и последующего

отключения генератора от сети. Следует различать два способа аварийного останова турбины: со срывом и без срыва вакуума.

Срыв вакуума производится путем подачи воздуха в конденсатор через специальный клапан с последующим остановом рабочих эжекторов. Цель срыва вакуума — уменьшение времени выбега ротора за счет увеличения потерь на трение. Турбина, останавливаемая без срыва вакуума, длительное время находится на оборотах. Это объясняется тем, что после закрытия стопорного клапана все цилиндры находятся под вакуумом и роторы вращаются в среде с очень малой плотностью. При подаче воздуха в конденсатор, а следовательно, и в цилиндры турбины потери на трение увеличиваются во много раз, увеличивается тормозящий момент, и время останова роторов сокращается более чем в 2 раза.

Недостаток такого метода останова заключается в том, что подача холодного воздуха в турбину, находящуюся на оборотах, вызывает резкое охлаждение ротора и внутренней поверхности цилиндра, так как коэффициент теплоотдачи от более плотного воздуха к стенке выше, чем от пара, имеющего давление $0,00343\text{—}0,0049\text{ МПа}$ ($0,035\text{—}0,05\text{ кгс/см}^2$). Такое резкое охлаждение проточной части особенно нежелательно для мощных турбин высокого и сверхкритического давления. Поэтому останавливать турбину со срывом вакуума без особой нужды не следует. Такой метод останова должен применяться лишь в том случае, когда пребывание турбины на оборотах может способствовать развитию аварии.

Аварийный останов турбины со срывом вакуума должен производиться в следующих случаях:

- 1) при увеличении скорости вращения ротора турбины сверх $10\text{—}12\%$ нормальной;
- 2) при внезапном возникновении сильной вибрации турбины;

3) при появлении в проточной части ударов и явно слышимого металлического звука;

4) при появлении искр из концевых уплотнений;

5) при резком повышении температуры масла до 75°C или появлении дыма из подшипников турбины, генератора или торцевых уплотнений генератора;

6) при воспламенении масла на турбоагрегате и невозможности быстро потушить пожар силами обслуживающего персонала.

Примечание. В установках с независимым приводом главного масляного насоса насосы системы смазки отключить только в случае значительного пожара после снижения частоты вращения турбины до 1500—2000 об/мин;

7) при недопустимом осевом сдвиге ротора;

8) при недопустимых относительных изменениях длины ротора;

9) при недопустимом падении давления масла на смазку;

10) при недопустимом снижении уровня масла в баке;

11) при гидравлическом ударе, основными признаками которого являются:

резкое падение температуры свежего пара;

металлический шум и удары в турбине;

увеличение вибрации турбины;

гидравлические удары в паропроводах свежего пара или пара промперегрева;

появление влажного пара из фланцев регулирующих клапанов.

Примечание. Турбоагрегат должен быть остановлен при наличии хотя бы одного из перечисленных признаков гидравлического удара;

12) При разрыве паропровода свежего пара и промперегрева, а также паропровода отбора до запорной задвижки по ходу пара.

В блочных установках при останове турбины со срывом вакуума сброс пара в конденсатор через БРОУ не допускается. Для снижения давления в паропроводах должны быть дистанционно подорваны

предохранительные клапаны на линии свежего пара и промперегрева.

Аварийный останов турбины без срыва вакуума производится в следующих случаях:

1) при резких отклонениях температуры свежего пара и пара промперегрева от установленных верхних и нижних предельных величин;

2) при падении вакуума ниже допустимой величины;

3) при разрыве атмосферных диафрагм ЦНД;

4) при уменьшении перепада давления «масло — водород» в системе уплотнения генератора ниже предельной величины;

5) при работе агрегата в беспаровом режиме сверх установленного времени;

6) при появлении дыма из генератора или возбудителя.

Примечание. В течение всего времени тушения пожара турбогенератор должен находиться на малой частоте вращения (200—300 об/мин);

7) при возникновении неустрашимой течи масла или огнестойкой жидкости;

8) при перегрузке последней ступени турбин с противодавлением.

При аварийном останове турбины со срывом вакуума генератор должен быть отключен от сети сразу же после закрытия стопорных клапанов.

В случае аварийного останова без срыва вакуума турбогенератор может находиться в моторном режиме до 4 мин, если это разрешено местной инструкцией.

Современные турбоагрегаты для предотвращения опасных режимов снабжаются достаточным количеством защит. Поэтому большинство аварийных положений, рассмотренных выше, может произойти только при отказе в работе соответствующих защит и блокировок.

После аварийного прекращения доступа пара в турбину должны быть выполнены все остальные необходимые операции по останову турбоагрегата.

НОРМАЛЬНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

3-1. НАБЛЮДЕНИЕ И УХОД ЗА РАБОТАЮЩЕЙ ТУРБИНОЙ

Нормальная эксплуатация турбоагрегата характеризуется постоянными или медленно изменяющимися значениями нагрузки при допустимых колебаниях параметров пара, вакуума и других величин, определяющих экономичную и надежную работу турбины.

При нормальной эксплуатации термические напряжения в деталях и узлах турбины, как правило, незначительны, а механические напряжения находятся в допустимых пределах.

В это время турбоустановка работает в автоматическом режиме, участвуя в регулировании параметров отпускаемой электрической и тепловой энергии.

При нормальной работе в обязанности обслуживающего персонала входят:

а) контроль за основными параметрами турбоустановки;

б) контроль за работой системы регулирования и местных автоматов;

в) контроль за работой отдельных узлов и механизмов агрегата;

г) проверка и опробование элементов защиты, аварийной сигнализации и автоматики включения резерва согласно установленному графику;

д) опробование резервного оборудования;

е) периодическая смазка узлов, не обеспеченных централизованной смазкой;

ж) периодическая запись показаний приборов в суточную ведомость;

з) ведение вахтенного журнала, журнала оперативных переключений, журнала дефектов оборудования;

и) поддержание санитарного состояния на своем рабочем месте, контроль за соблюдением правил техники безопасности и противопожарной техники.

В случае необходимости обслуживающий персонал выполняет все переключения и операции по изменению электрической и тепловой нагрузки, регулированию параметров отборного пара, изменению режима работы бойлерной установки, испарителей, деаэраторов, регенеративных подогревателей и т. д.

Безопасность работы оборудования остается задачей первостепенной важности и в условиях нормальной эксплуатации. С этой точки зрения особенно внимательному контролю подлежат:

а) давление и температура свежего пара;

б) давление и температура пара промежуточного перегрева;

в) нагрев масла, колодок и вкладышей в упорном и опорных подшипниках;

г) вибрация турбоагрегата;

д) давление масла в системе смазки турбоагрегата;

е) давление масла в системе уплотнений генератора;

ж) уровень масла в баке;

з) давление водорода в системе охлаждения генератора;

и) расход охлаждающей воды в системе охлаждения генератора;

к) перепад давлений на последнюю ступень в турбинах с противодавлением;

л) температура выхлопного патрубка конденсационной турбины;

м) давление пара в контрольных ступенях турбины.

Наличие на современных турбоустановках всего комплекса автоматизации и защит не освобождает обслуживающий персонал от лично-

го контроля за безопасной работой оборудования.

В случае возникновения ненормального режима работы турбоустановки оперативный персонал обязан немедленно принять все меры к восстановлению нормальных условий работы основного и вспомогательного оборудования либо произвести ограничение нагрузки (вплоть до полного останова агрегата). В условиях длительного ограничения мощности должен быть включен в работу ограничитель мощности (там, где он имеется), хотя это и затрудняет поддержание частоты в системе. В случае выхода из строя местных регуляторов и автоматов обслуживающий персонал должен отключить поврежденную автоматику и перейти на ручное управление.

Второй задачей, стоящей перед дежурным персоналом в процессе нормальной эксплуатации, является обеспечение экономического режима работы. Необходимо постоянно иметь в виду, что при эксплуатации современного мощного энергетического оборудования даже незначительное отклонение от оптимального режима в процессе длительной работы приводит к большим пережогам топлива.

Для обеспечения максимальной экономичности необходимо выдерживать:

а) заданные параметры свежего пара и пара промперегрева;

б) оптимальный вакуум в конденсаторе;

в) заданную температуру питательной воды;

г) минимальную величину недогрева питательной воды в каждом подогревателе;

д) минимальное переохлаждение конденсата в конденсаторе;

е) оптимальный режим работы испарителей, деаэраторов, бойлерной установки;

ж) минимальные потери тепла и конденсата;

з) оптимальное распределение электрической и тепловой нагрузки между работающими турбоагрегатами.

Наряду с выполнением всех этих условий должно обеспечиваться также хорошее техническое состояние оборудования и высокий уровень его автоматизации.

3-2. ВЛИЯНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПАРА НА РАБОТУ ТУРБИНЫ

а) Общие положения

В процессе нормальной эксплуатации турбоагрегата неизбежны временные отклонения от нормы некоторых параметров цикла: начального и конечного давления пара, температуры свежего пара и пара промперегрева, давления в регулируемых отборах. Отклонения параметров, находящиеся в пределах допустимых норм, не вызывают опасений за прочность элементов турбины, поскольку это учтено заводским расчетом. В этих случаях речь может идти лишь об изменении экономичности агрегата.

В условиях значительных отклонений параметров цикла, носящих к тому же длительный характер, вопросы надежности работы приобретают определяющее значение. Подобные изменения режима могут вызвать перегрузку отдельных ступеней и изменение их температурных условий. Перераспределение тепловых перепадов по ступеням турбины вызывает изменение реактивности ступеней, что отражается на условиях работы упорного подшипника и лопаточного аппарата турбины. Работа ступеней в нерасчетных режимах приводит к ухудшению внутреннего относительного к. п. д. турбины. К еще большему понижению экономичности приводит изменение термического коэффициента полезного действия при понижении начальных или повышении конечных параметров цикла. В подобных случаях необходимо наряду

с оценкой изменения экономичности установки определить правильный режим эксплуатации агрегата из условий полной надежности отдельных его узлов. Это достигается расчетной проверкой допустимости нового режима работы для наиболее напряженных элементов турбины либо приведением наиболее напряженного элемента к нормальным условиям путем изменения пропуска пара.

При длительных отклонениях параметров от расчетной величины иногда приходится вносить конструктивные изменения в проточную часть турбины или систему парораспределения для обеспечения надежной работы агрегата в изменившихся условиях.

б) Изменение начального давления

При полном открытии всех регулирующих клапанов изменение начального давления вызывает изменение расхода пара, которое в случае отсутствия в ступенях критических скоростей при постоянной начальной температуре может быть подсчитано по формуле

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{p_{01}^2 - p_k^2}{p_0^2 - p_k^2}}; \quad (3-1)$$

здесь D_0 , p_0 и p_k — расход, начальное и конечное давления пара при расчетном режиме; D_1 — расход пара при новом начальном давлении p_{01} . В конденсационных турбинах величиной p_k^2 можно пренебречь и записать формулу (3-1) в упрощенном виде:

$$D_1 = D_0 \frac{p_{01}}{p_0}. \quad (3-2)$$

Если какая-либо ступень (последняя, регулирующая) или группа ступеней работает в критическом режиме, то расход через турбину будет изменяться прямо пропорционально изменению начального давления (при постоянной начальной температуре), и формула для определения нового расхода будет совпадать с формулой (3-2). Мощность

турбины при измененном начальном давлении без учета изменений внутреннего относительного к. п. д. и расходов пара в регенеративные отборы запишется так:

$$N_1 = N_0 \frac{D_1}{D_0} \frac{H_1}{H_0}, \quad (3-3)$$

где N_0 , D_0 и H_0 — мощность, расход пара и располагаемый теплоперепад турбины при расчетном режиме; N_1 , D_1 и H_1 — те же величины при изменившемся начальном давлении.

Как видно из формулы (3-3), изменение мощности турбины происходит за счет изменений как теплового перепада, так и расхода пара, вызываемых изменением начального давления. Суммарное влияние этих двух величин можно оценить по формуле [68]

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \left(1 + m \frac{\varepsilon^m}{1 - \varepsilon^m}\right) \frac{\Delta p_0}{p_0}, \quad (3-4)$$

где $\Delta N_i/N_i$ и $\Delta p/p_0$ — относительные изменения мощности и начального давления; $m = (k-1)/k$; $\varepsilon = p_2/p_0$ — относительное противодавление турбины; k — показатель изоэнтропии.

Анализ формулы (3-4) показывает, что при постоянном относительном противодавлении приращение мощности изменяется пропорционально приращению начального давления, и это положение справедливо для всех турбин, не имеющих регулируемого отбора пара, в том числе и для турбин с промперегревом. При изменении конечного давления за турбиной изменение мощности при изменении начального давления будет зависеть от относительного противодавления. В этом случае отклонение давления свежего пара тем сильнее скажется на мощности, развиваемой турбиной, чем выше относительное противодавление, как это видно из рис. 3-1.

При увеличении начального давления все без исключения ступени турбины при полностью открытых регулирующих клапанах оказываются перегруженными. Наиболь-

личину

$$\Delta N_i = \frac{D \Delta h^{p.c} \eta_{0i}^{p.c}}{860}, \quad (3-5)$$

где D — расход пара на турбину; $\Delta h^{p.c}$ — дополнительный перепад на регулируемую ступень; $\eta_{0i}^{p.c}$ — внутренний относительный к. п. д. регулирующей ступени в данном режиме.

Если генератор допускает такой режим работы, то для турбины такая перегрузка также допустима, поскольку в данном случае нерегулируемые ступени работают в расчетном режиме, а перегрузка регулирующей ступени значительно меньше той, которая возникает при нормальном начальном давлении в режиме с одним полностью открытым клапаном. Если же генератор по условиям охлаждения или возбуждения такую перегрузку не допускает, необходимо дальнейшее сокращение расхода пара до достижения номинальной нагрузки.

При номинальной нагрузке расход пара на турбину можно подсчитать по формуле

$$D_1 = D_0 \frac{H_0}{H_1}. \quad (3-6)$$

Эта формула является приближенной, поскольку она не учитывает изменения внутреннего относительного к. п. д. турбины. При таком режиме давление в камере регулирующей ступени несколько снизится, что приведет к небольшой разгрузке нерегулируемых ступеней и некоторой перегрузке регулирующей ступени по сравнению с расчетным режимом. Эти изменения не могут считаться опасными как с точки зрения надежности упорного подшипника, так и по причине перегрузки регулирующей ступени.

При длительной работе на повышенном давлении свежего пара следует искусственно ограничить ход последнего клапана, чтобы не допустить перегрузки проточной части турбины при понижении частоты в сети. Для устранения дросселирования в последнем клапане

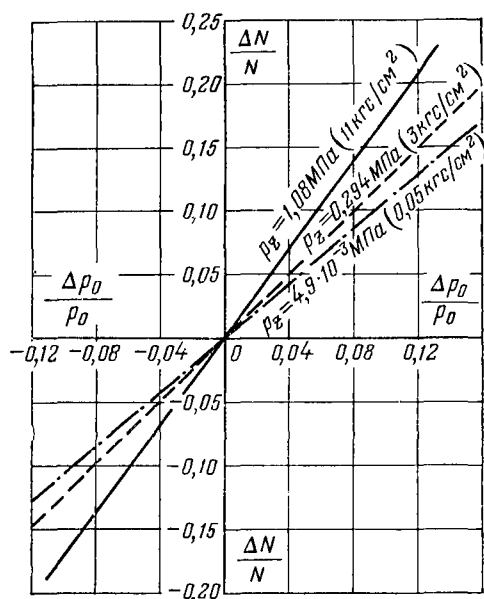


Рис. 3-1. Относительное приращение мощности турбины в зависимости от относительного изменения начального давления (при полном открытии регулирующих клапанов).

шую перегрузку при этом испытывает последняя ступень турбины, давление за которой сохраняется постоянным.

В конденсационных турбинах, где абсолютное значение давления пара в последней ступени невелико, основная опасность заключается в увеличении изгибающего момента, действующего на рабочие лопатки. В турбинах с противодавлением увеличение перепада на последнюю ступень может, кроме того, вызвать опасения за прочность диафрагмы. Для приведения условий работы этих элементов к расчетным необходимо ограничить пропуск пара через турбину с таким расчетом, чтобы давление в камере регулирующей ступени не превосходило допустимого. В таком режиме расход пара будет снижен до расчетного, что приведет к нормальным условиям работы всех нерегулируемых ступеней. Внутренняя мощность турбины при этом будет несколько увеличенной на ве-

можно заглушить часть сопл в регулирующей ступени. В этом случае к. п. д. турбины при работе с полной нагрузкой повысится. При кратковременном увеличении начального давления расход пара можно ограничить введением в работу ограничителя мощности.

При увеличенном начальном давлении пара, кроме режима с полностью открытыми всеми клапанами, опасным будет также и режим с одним полностью открытым клапаном вследствие перегрузки регулирующей ступени. При длительной работе с повышенным начальным давлением следует произвести перенастройку регулирующих клапанов с тем, чтобы увеличить перекрышу в открытии второго клапана. Более раннее открытие второго клапана повысит давление в камере регулирующей ступени при полностью открытом первом клапане и снизит располагаемый теплоснабжающий перепад в регулирующей ступени при этом режиме.

В турбинах с дроссельным парораспределением при частичных нагрузках повышение начального давления не отразится ни на мощности, ни на режиме работы ступеней турбины, поскольку оно будет компенсироваться увеличением дросселирования в дроссельном клапане. Перегрузка проточной части может наступить лишь при полном открытии дроссельного клапана. В этом случае, как и в турбинах с сопловым парораспределением, наиболее перегруженной окажется последняя ступень турбины. Для уменьшения ее перегрузки полезно ограничить ход обводного клапана, подающего пар в промежуточную ступень, что позволит уменьшить перегрузку последней ступени за счет некоторой перегрузки головных ступеней (до байпаса). Такой режим, однако, может быть реализован только после проверки на прочность диафрагм головных ступеней. Если эти диафрагмы не имеют запаса прочности, то следует также ограничить и ход основного клапана.

При всех условиях перевода турбины на повышенное давление должны быть произведены проверочные расчеты на прочность паропровода, паровых коробок, стопорных и регулирующих клапанов, а также корпуса турбины. Необходимо учитывать, что если турбина не имеет промежуточного перегрева пара, повышение начального давления при постоянной начальной температуре приводит к увеличению влажности в последних ступенях и соответствующему увеличению эрозийного износа рабочих лопаток. При понижении начального давления турбина не может быть нагружена до номинальной мощности. Уменьшение мощности при полностью открытых клапанах можно подсчитать по формулам (3-3) и (3-4).

Длительная работа на пониженном начальном давлении обычно связана с дефектами барабана котла или главного паропровода, выявленными при очередной проверке инспекцией котлонадзора. В этом случае следует провести реконструкцию турбины с целью увеличения ее мощности.

В турбинах с сопловым парораспределением можно увеличить проходное сечение сопл регулирующей ступени. Увеличение расхода пара при этом будет безопасным до тех пор, пока в камере регулирующей ступени не установится расчетное давление, что будет соответствовать расчетному расходу через турбину. В этом режиме турбина будет иметь расчетный пропуск пара и расчетные напряжения в диафрагмах и рабочих лопатках нерегулируемых ступеней. Мощность турбины при этом несколько уменьшится из-за уменьшения располагаемого теплоснабжающего перепада на регулирующую ступень. Формула для подсчета уменьшения мощности будет аналогична (3-5). Для достижения номинальной нагрузки расход пара должен быть дополнительно увеличен, что приведет к перегрузке нерегулируемых

ступеней и в особенности последней из них. Определение нового расхода пара может быть произведено по формуле (3-6). Для выяснения допустимости этого расхода следует произвести расчеты на прочность нерегулируемых ступеней, а также фланцевого соединения корпуса в зоне регулирующей ступени.

В турбинах с дроссельным парораспределением при длительной работе с пониженным начальным давлением целесообразно удалить часть первых ступеней с таким расчетом, чтобы новое начальное давление соответствовало давлению перед удаленными ступенями при расчетном режиме. Необходимо при этом соответствующим образом снизить и начальную температуру. В этом случае расход пара через турбину достигнет номинальной величины, а мощность турбины будет снижена только за счет уменьшения теплового перепада.

Для определения новой начальной температуры необходимо построить действительный процесс расширения пара в турбине при расчетном режиме в $i-S$ диаграмме и в точке пересечения этого процесса с изобарой соответствующей новому начальному давлению, определить искомую температуру.

При отсутствии теплового расчета проточной части турбины количество удаляемых ступеней можно определить, оценив перепад каждой из ступеней по формуле [68]

$$h = 2,94 \left(\frac{d}{u/c_0} \right)^2 \left(\frac{n}{3000} \right)^2, \quad (3-7)$$

где d — диаметр ступени; n — число оборотов турбины; u/c_0 — отношение окружной скорости к скорости истечения из сопл, подсчитанной по всему располагаемому перепаду ступени.

Для обеспечения номинальной мощности при понижении начальных параметров некоторые крупные турбоагрегаты снабжаются дополнительным клапаном, позволяющим

увеличить пропуск пара через турбину при работе в этих условиях. При нормальных условиях эксплуатации этот клапан постоянно закрыт. В этом случае в технической характеристике агрегата указываются допустимые колебания параметров пара, при которых агрегат может нести полную нагрузку.

Изменение экономичности турбоустановки при изменении начального давления подсчитать значительно труднее, чем изменение мощности. Здесь следует учитывать изменение температуры питательной воды, перераспределение величины отборов и параметров пара в тепловой схеме, изменение влажности в последних ступенях турбины. На рис. 3-2. представлена зависимость изменения расхода тепла от изменения начального давления пара для блока с турбиной К-300-240 [46].

в) Изменение начальной температуры и температуры промперегрева

При изменении начальной температуры пара расход его через турбину, работающую с полностью открытыми клапанами, может быть определен по формуле

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_{01}}}, \quad (3-8)$$

где D_0 и T_0 — расход и начальная абсолютная температура при расчетном режиме; D_1 и T_{01} — те же величины при изменившейся начальной температуре.

Как видно из формулы (3-8), при увеличении начальной температуры весовой расход пара уменьшается, а при уменьшении — увеличивается. Что касается теплового перепада на турбину, то он с повышением температуры увеличивается, а с понижением уменьшается. Таким образом, при подсчете мощности эти два фактора будут действовать во взаимно противоположном направлении. Однако изменение теплоперепада сказывается сильнее, чем изменение расхода, что и будет определять изменение мощности.

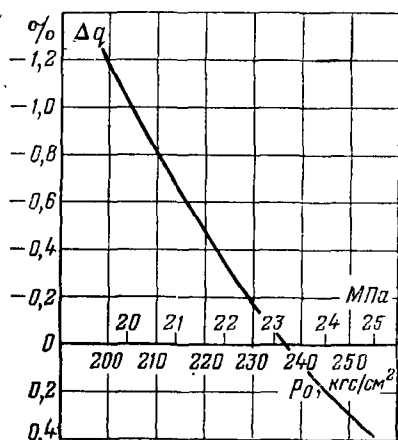


Рис. 3-2. График изменения удельного расхода тепла при изменении начального давления для турбины К-300-240.

Приняв в первом приближении линейную зависимость теплового перепада от начальной температуры, можно получить приближенную формулу изменения мощности от изменения начальной температуры при полностью открытых регулирующих клапанах:

$$N_1 \approx N_0 \sqrt{\frac{T_{01}}{T_0}}, \quad (3-9)$$

где N_0 и N_1 — соответственно мощность при расчетном и изменившемся режиме.

При повышении начальной температуры мощность агрегата при полностью открытых клапанах возрастет. Однако это не вызовет увеличения напряжений в элементах проточной части турбины, поскольку тепловые перепады на нерегулируемых ступенях уменьшаются, а тепловой перепад на регулируемую ступень хотя и увеличится, но будет значительно меньше, чем перепад при одном полностью открытом клапане на расчетных параметрах. С точки зрения механической прочности при повышении начальной температуры наиболее опасным будет режим с полностью открытым одним клапаном.

При решении вопроса о допустимости работы турбины с повы-

шенной начальной температурой особенно необходимо учитывать ухудшение механических свойств конструкционных сталей при повышении температуры. Это положение касается важнейших характеристик стали: длительной прочности, предела текучести, ползучести и др.

Явление ползучести, т. е. свойство металла давать остаточные деформации при напряжениях, меньших предела текучести, проявляется при высоких температурах. Под длительным воздействием высоких температур изменяются геометрические размеры напряженных деталей. Это проявляется в увеличении диаметров трубопроводов острого пара и пара промперегрева, в изменении размеров корпусов клапанов и задвижек, паровых коробок, рабочих лопаток и других элементов турбоагрегата.

В паровых турбинах, работающих при начальных температурах порядка 500—580°C, ползучесть металла проявляется также и в уменьшении с течением времени напряжений в деталях, имеющих натяг. Это явление носит название релаксации напряжений. При релаксации напряжений происходит переход упругих деформаций в пластические, причем полная деформация детали, представляющая собой сумму упругой и пластической деформации, не изменяется. Переход упругих деформаций в пластические приводит к ослаблению посадки дисков и втулок на роторе турбины, уменьшению напряжений в болтах и шпильках фланцевого соединения. Ослабление напряжений в болтах и шпильках может привести к нарушению плотности горизонтального разъема турбины и к пропариванию его.

Поскольку деформации ползучести с течением времени накапливаются, в турбинах высокого давления регламентируется не только предельная температура пара, при которой работа турбины недопустима, но и время работы агрегата на до-

пустимых, но повышенных по сравнению с нормальными температурами. Обычно число часов работы турбины на повышенных температурах пара не должно превышать 200—300 ч в год. При этом длительность одноразового повышения температуры также строго регламентируется.

Понижение начальной температуры при постоянном начальном давлении свежего пара приводит к увеличению весового расхода пара через турбину. В этом случае, несмотря на некоторое понижение мощности [формула (3-9)], проточная часть турбины будет работать с повышенными механическими напряжениями. В наиболее неблагоприятных условиях будет находиться последняя ступень турбины, где, помимо увеличения напряжений в рабочих лопатках из-за увеличенного весового расхода пара, будет иметь место повышенный эрозийный износ из-за увеличения влажности. Работа турбины с пониженной начальной температурой вызывает увеличение реактивности ступеней и увеличение осевого усилия на упорный подшипник, что объясняется уменьшением тепловых перепадов в регулирующей и последующих головных ступенях турбины. Это особенно опасно для крупных агрегатов, работающих с большими нагрузками на упорный подшипник.

Вследствие указанных обстоятельств работа турбины с полностью открытыми клапанами при значительном снижении начальной температуры не допускается. В инструкциях по эксплуатации каждого турбоагрегата должен быть указан порядок снижения нагрузки при понижении начальной температуры.

В турбинах с промперегревом при номинальной температуре пара промперегрева изменение режима работы турбины при изменении начальной температуры будет не столь заметным. Постоянство температуры пара после промперегрева не предохраняет ЧСД и ЧНД от из-

менения режима при переменной начальной температуре пара. В этом случае изменение расхода через ЧВД приведет к соответствующему изменению расхода и через последующие ступени. Однако это изменение расхода будет не таким заметным, как в турбинах без промперегрева.

Изменение температуры пара после промперегрева при постоянной начальной температуре также влияет на изменение режима работы как ЧВД, так и ступеней, находящихся после промперегрева. При увеличении температуры промперегрева давление в промперегревателе возрастает. Это приводит к некоторой разгрузке ступеней ЧВД и к перегрузке последней ступени турбины. Понижение температуры промперегрева приводит к понижению давления пара в промперегревателе, вследствие чего перегруженной окажется последняя ступень ЧВД. При этом ступени ЧСД и ЧНД будут работать с повышенной степенью реактивности, что приведет к изменению осевого усилия в турбине.

Все эти обстоятельства заставляют снижать нагрузку турбины и в блочных установках при понижении температуры свежего пара и пара после промежуточного перегрева.

На рис. 3-3 приводится график разгрузки турбины К-300-240 при снижении указанных температур.

Колебания температур свежего пара и пара после промперегрева приводят также к изменению эконо-

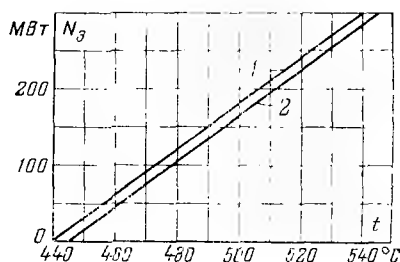


Рис. 3-3. График разгрузки турбины К-300-240 при снижении температуры острого пара и пара промперегрева.

1 — снижается температура острого пара; 2 — снижается температура пара промперегрева.

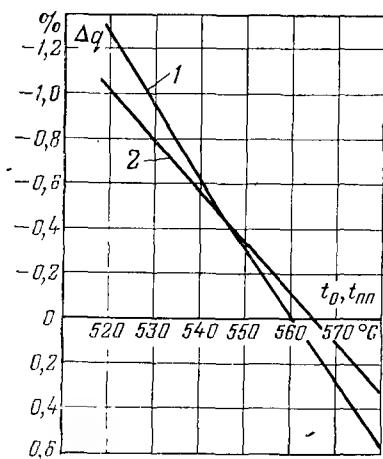


Рис. 3-4. График изменения удельного расхода тепла при изменении начальной температуры и температуры промпрегрева.

1 — изменяется начальная температура пара; 2 — изменяется температура пара после промежуточного перегревателя.

мичности установки. Для определения этого изменения, помимо изменения теплового перепада на турбину, необходимо учитывать и такие факторы, как изменение температуры пара, поступающего в регенеративные подогреватели, и изменение влажности пара в последних ступенях турбины. С учетом этих положений составлен график

изменения удельных расходов тепла на турбину К-300-240 при изменении температур цикла (рис. 3-4) [46].

Тепловые испытания как отечественного, так и зарубежного энергетического оборудования подтверждают линейный характер зависимости удельного расхода тепла от изменения начальных параметров пара. Это позволяет разработать усредненные поправки на изменение начальных параметров к нормативным характеристикам типовых турбоагрегатов. Такие поправки, полученные в результате обработки материалов испытаний, представлены в табл. 3-1.

г) Изменение конечного давления

У конденсационных турбин, работающих с глубоким вакуумом в конденсаторе, давление за последней ступенью может изменяться в довольно широких пределах за счет изменения паровой нагрузки, загрязнения трубок конденсатора, ухудшения воздушной плотности вакуумной системы, изменения количества и температуры охлаждающей воды и вследствие других причин, влияющих на режим работы конденсационной установки.

Рассмотрим работу турбины с полностью открытыми регулирующими клапанами.

При работе последней ступени турбины с критическими скоростями понижение давления в конденсаторе не вызовет изменения расхода пара через турбину. Изменение расхода может произойти лишь при повышении давления и только в том случае, когда скорости истечения станут докритическими. Однако это положение является чисто теоретическим. На самом деле изменение вакуума в конденсаторе в самых широких пределах практически не влияет на расход пара через турбину, работающую с полностью открытыми клапанами, вследствие чего мощность турбины изменяется

Таблица 3-1

Тип турбоагрегата	Номинальные параметры		$t_0, ^\circ\text{C}$	Поправки к расходу тепла на отклонение начальных параметров пара от номинальных, %	
	P_0			на $\pm 0,0081$ МПа (1 кгс/см ²)	на $\pm 10 ^\circ\text{C}$
	МПа	кгс/см ²			
К-200-130	12,75	130	565/565	-0,060 +0,068	$\pm 0,20$
К-150-130	12,75	130	565/565	$\pm 0,03$	$\pm 0,30$
БК-100-6	8,83	90	535	$\pm 0,09$ -0,07	-0,22 $\pm 0,26$
ВКТ-100	8,83	90	535	+0,11	$\pm 0,36$
БК-50-3	8,83	90	535	-0,09 +0,08	$\pm 0,30$
БК-100-5	8,83	90	500	-0,07 +0,11	$\pm 0,36$
БК-50-2	8,83	90	500	-0,07 +0,11	$\pm 0,39$
БК-25-1	8,83	90	500	-0,07 +0,11	$\pm 0,40$

только за счет изменения теплового перепада на турбину.

Для исследования работы турбины при изменяющемся давлении за последней ступенью необходимо проанализировать работу последней ступени в этих условиях. При работе ступени в докритическом режиме истечения изменение давления в конденсаторе повлечет за собой изменение теплового перепада на нескольких последних ступенях, причем изменение мощности будет пропорционально изменению теплоперепада.

При достижении в последней ступени критической скорости и дальнейшем понижении давления за ступенью увеличение теплового перепада будет приходиться только на последнюю ступень, и здесь прямая пропорциональность между приращением теплоперепада и приращением мощности будет нарушена. В этом случае понижение давления за ступенью сопровождается отклонением потока в косом срезе сопл и лопаток и уменьшением окружной составляющей скорости, что приводит к уменьшению приращения мощности. При дальнейшем понижении давления за ступенью может быть исчерпана расширительная способность косого среза, после чего понижение давления в конденсаторе не будет вызывать увеличения мощности.

Как показали теоретические исследования, а также натурные испытания ряда турбин, для каждой турбины может быть построена универсальная зависимость величины относительного приращения мощности от относительного изменения давления в конденсаторе. Такая зависимость для турбины ВК-50-1 ЛМЗ построена на рис. 3-5 [68].

Эта кривая характеризует режим докритического истечения (отрезок AB), где относительное приращение мощности зависит линейно от относительного противодавления, и режим с расширением пара в косом срезе (отрезок BC), где эта зависи-

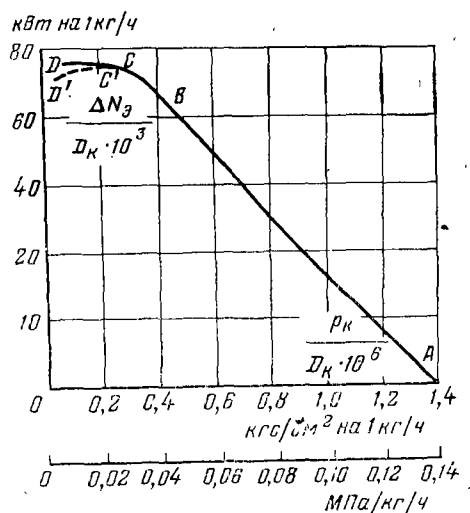


Рис. 3-5. Универсальная кривая турбины ВК-50-1.

мость становится нелинейной. На участке CD , где расширительная способность косого среза исчерпывается, мощность последней ступени с уменьшением противодавления не увеличивается, а мощность турбины в целом даже уменьшается (пунктирная линия $C'D'$) за счет увеличения отбора пара в первый по ходу воды подогреватель низкого давления.

Для большинства турбин средних параметров изменение давления в конденсаторе на $\pm 0,98 \cdot 10^{-3}$ МПа ($\pm 0,01$ кгс/см²) приводит для всех нагрузок к изменению мощности примерно на $\pm 1\%$ номинальной мощности. Для турбин высоких параметров пара с промежуточным перегревом изменение мощности при изменении конечного давления будет составлять меньшую относительную величину ввиду значительного располагаемого теплопадения у этих турбин. На рис. 3-6 представлен график поправки к мощности турбоагрегата К-200-130 на давление отработавшего пара. В области, ограниченной прямыми I—I и II—II, эта зависимость приближается к линейной, и поправка к мощности на изменение давления пара в кон-

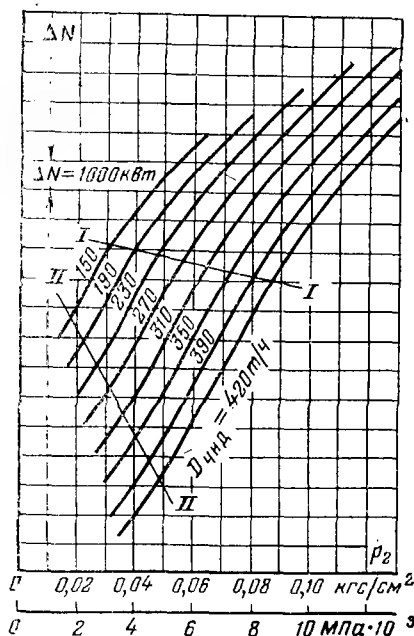


Рис. 3-6. Поправка к мощности турбины К-200-130 на давление отработавшего пара.

денсаторе на $\pm 0,98 \cdot 10^{-3}$ МПа ($\pm 0,01$ кгс/см²) составляет ± 1760 кВт.

Рассмотрим работу конденсационной турбины при изменяющемся вакууме с точки зрения надежности.

При повышении давления в конденсаторе тепловой перепад на турбину уменьшается, причем это уменьшение перепада приходится на несколько последних ступеней. Напряжения в этих ступенях уменьшаются, зато увеличиваются степени реактивности. При небольшом увеличении противодавления изменение реактивности не может вызвать значительного увеличения осевого усилия. При работе же с резко ухудшенным вакуумом могут возникнуть опасения за надежность упорного подшипника турбины. Наряду с этим при значительном ухудшении вакуума увеличивается температура выхлопного патрубка турбины, что может вызвать расцентровку агрегата и появление недопустимой вибрации.

При углублении вакуума по сравнению с расчетным происходит перегрузка последних ступеней турбины за счет увеличения приходящегося на них теплового перепада. В особо неблагоприятных условиях при этом находится последняя ступень, на долю которой приходится наибольшее изменение теплоперепада, а после установления в ней критического режима истечения дальнейшее увеличение теплового перепада будет приходиться только на нее.

В турбинах с противодавлением относительное изменение конечного давления влияет в большей степени на режим работы турбины, чем в конденсационной машине. Это объясняется сравнительно малым тепловым перепадом, приходящимся на турбину, и отсутствием критических скоростей в ее регулируемых ступенях. В турбинах этого типа изменение конечного давления в большинстве случаев приводит к изменению расхода пара при фиксированном положении регулирующих клапанов.

При отсутствии в какой-либо из ступеней критических скоростей изменение расхода можно подсчитать по формуле

$$D_1 = D_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p_{21}^2}{p_0^2 - p_{22}^2}}, \quad (3-10)$$

где D_0 , p_0 и p_{21} — расход, начальное и конечное давление пара при расчетном давлении за турбиной; D_1 — расход пара при измененном противодавлении p_{21} .

Если регулирующая ступень турбины работает в критическом режиме, понижение противодавления не вызовет изменения расхода пара через турбину. При увеличении противодавления расход будет сохраняться постоянным до тех пор, пока скорости в регулирующей ступени не станут докритическими. В последнем случае расход через турбину будет уменьшаться согласно формуле (3-10).

При понижении давления за последней ступенью противодавление

ских турбин наибольшие напряжения будет испытывать диафрагма последней ступени. Поэтому при работе на пониженном противодавлении расход пара следует ограничить согласно формуле [68].

$$D_1 = D_0 \sqrt[3]{\left(\frac{p_{z1}}{p_z}\right)^2 \left(\frac{T_z}{T_{z1}}\right)^2}, \quad (3-11)$$

где D_0 , p_z и T_z — расход и параметры пара за турбиной в расчетных условиях; D_1 , p_{z1} и T_{z1} — те же величины при пониженном давлении пара за последней ступенью.

В современных турбинах с противодавлением существует защита от перегрузки последней ступени при резком понижении противодавления. В условиях работы турбин с переменным противодавлением особое внимание следует обратить на изменение осевого усилия, поскольку у турбин с противодавлением при изменении конечного давления относительное изменение осевого усилия будет более значительным, чем у турбин конденсационного типа. С увеличением противодавления у этих турбин значительная часть последних ступеней будет работать с пониженными тепловыми перепадами, что приведет к увеличению степени реакции этих ступеней и к соответствующему росту осевого усилия. Изменение суммарного осевого усилия будет зависеть при этом от конфигурации ротора. При наличии на нем уступов сила, действующая на эти уступы, с увеличением противодавления уменьшится, что в той или иной мере будет компенсировать возрастание осевого усилия, вызванное увеличением реактивности последних ступеней. В некоторых случаях общее осевое усилие с увеличением противодавления может даже уменьшиться. В случае понижения противодавления осевое усилие будет изменяться в обратном порядке.

Особенно резко изменяется осевое усилие при изменении противодавления в реактивной турбине, имеющей разгрузочный поршень,

соединенный с выхлопным патрубком. В этом случае нагрузка на упорный подшипник будет в основном определяться изменением усилий, действующих на барабан и разгрузочный поршень ротора турбины. Таким образом, перевод турбины с противодавлением на режим с измененным давлением на выхлопе требует тщательной расчетной и в ряде случаев экспериментальной проверки режима работы упорного подшипника турбины в новых условиях.

Внутренняя мощность турбины при изменении противодавления может быть подсчитана по формуле

$$N_1 = N_0 \frac{H_{01}}{H_0} \frac{D_1}{D_0} \frac{\eta_{01}}{\eta_{0i}}, \quad (3-12)$$

где N_0 , D_0 , H_0 и η_{0i} — мощность, расход, тепловой перепад и внутренний относительный к. п. д. турбины при расчетном давлении за турбиной; N_1 , D_1 , H_{01} и η_{01} — те же величины при изменившемся противодавлении.

д) Работа турбины в режиме ухудшенного вакуума

Перевод турбин на ухудшенный вакуум с использованием тепла отработавшего пара в последнее время нашел широкое распространение. Благодаря ему было достигнуто значительное улучшение технико-экономических показателей старых конденсационных станций. В режиме с ухудшенным вакуумом могут работать и теплоэлектроцентрали, где в качестве первой ступени подогрева сетевой воды может быть использован конденсатор теплофикационной турбины.

Если работа на ухудшенном вакууме не предусмотрена заводом-изготовителем, как это сделано на турбинах Т-50-130 и Т-100-130, то реализация этого режима требует проведения тщательных расчетов элементов турбины и конденсатора, а иногда и внесения ряда конструктивных изменений в эти элементы.

Основными задачами, которые возникают при переводе турбины на режим с ухудшенным вакуумом, являются:

а) проверка и обеспечение механической прочности водяных камер конденсатора при работе на повышенном давлении воды;

б) проверка и обеспечение плотности вальцовочных соединений трубок конденсатора;

в) проверка осевого усилия на опорный подшипник турбоагрегата;

г) проверка величины расцентровки турбины из-за повышения температуры выхлопного патрубка;

д) проверка надежности работы конденсатного насоса при повышенной температуре конденсата;

е) проверка работы воздухоудаляющих устройств.

При решении вопросов, связанных с увеличением механической прочности водяных камер, необходимо учитывать способ включения конденсатора по воде. Если конденсатор находится на напорной линии сетевого насоса, водяные камеры должны быть рассчитаны на полное давление, создаваемое сетевым насосом. При расположении конденсатора на всасывающей линии давление в водяных камерах будет значительно меньше давления, создаваемого сетевым насосом, и меньше статического напора теплосети. Максимальное давление в этом случае будет иметь место при останове сетевого насоса, когда водяные камеры и трубный пучок окажутся под полным статическим давлением тепловой сети.

Предохранительные устройства от внезапной нагрузки конденсатора статическим давлением тепловой сети могут быть выполнены в виде гидравлического затвора с автоматическим отключением конденсатора по воде задвижкой с электрическим приводом и соответствующей сигнализацией. Кроме того, резервные сетевые насосы должны иметь блокировку, включающую насос при аварийном останове основного.

Практически всегда при переводе конденсатора на режим бойлера приходится увеличивать механическую прочность водяных камер и трубных досок. Это особенно необходимо в конденсаторах с чугунными водяными камерами. Усиление водяных камер достигается установкой дополнительных анкерных связей и приваркой ребер жесткости (в стальных водяных камерах). В ряде случаев чугунные водяные камеры заменяются на стальные.

Серьезной проблемой является также обеспечение прочности конденсаторных трубок и плотности их вальцовочных соединений. При нагреве корпуса конденсатора и трубного пучка до 80—90°C вследствие разности термических удлинений стального корпуса и латунных трубок в трубках и вальцовочных соединениях могут возникнуть значительные напряжения. В конденсаторах с длинными и тонкими трубками эти напряжения невелики, поскольку разность термических деформаций конденсаторных трубок и корпуса компенсируется изменением прогиба трубок.

В относительно коротких конденсаторах с трубками большого диаметра термические напряжения в трубках могут превысить допускаемую величину. В этом случае одну из трубных досок необходимо выполнить подвижной с помощью линзового компенсатора.

На рис. 3-7 представлен конденсатор турбины АК-24, реконструированный для работы в условиях ухудшенного вакуума и противодавления. В данной конструкции подвижность трубной доски 1 обеспечивается линзовым компенсатором 2, заменившим жесткое соединение трубной доски с корпусом конденсатора. Вес водяного барабана воспринимается специальным стальным хомутом 7, подвешенным на кронштейнах 6. Водяные камеры усилены дополнительными анкерными связями 8. Во избежание перекоса трубной доски устанавливаются

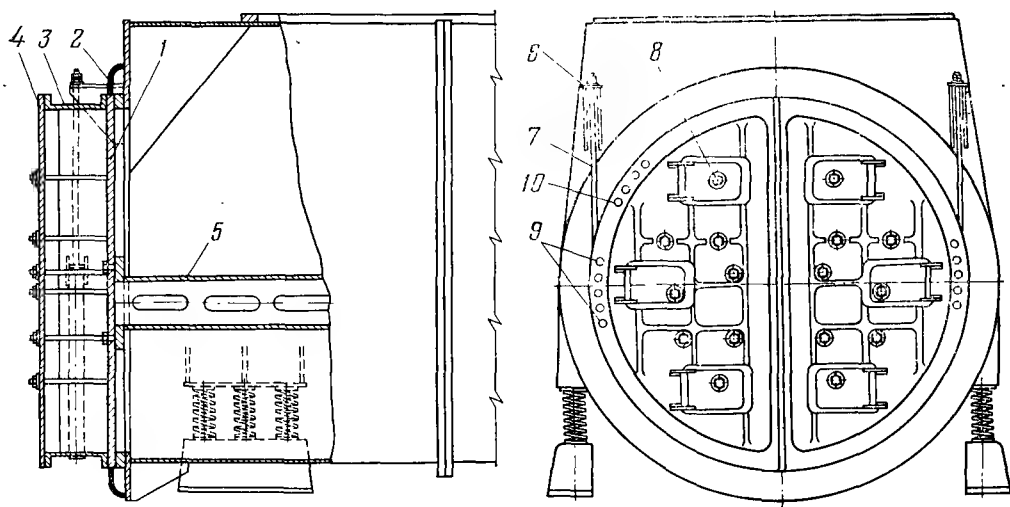


Рис. 3-7. Реконструкция конденсатора турбины АК-24.

1 — трубная доска; 2 — лизовый компенсатор; 3 — водяная камера; 4 — крышка водяной камеры; 5 — труба отсоса воздуха (паровоздушной смеси); 6 — крыштейн; 7 — хомут; 8 — дополнительные анкерные связи; 9, 10 — направляющие штифты.

дополнительные направляющие штифты, обеспечивающие плоскопараллельное смещение трубной доски.

Весьма сложным вопросом является определение реакции последних ступеней турбины при новом режиме. Хороший результат дает расчет нескольких последних ступеней с конца. Однако окончательное суждение о работе упорного подшипника можно сделать только после натурных испытаний турбины в режиме ухудшенного вакуума с измерением температуры сегментов упорного подшипника.

Как показал опыт перевода на ухудшенный вакуум ряда турбин разных конструкций, нигде не наблюдалось значительного увеличения осевого давления и повышения вибрации агрегата вследствие термической расцентровки.

При переводе турбины на работу с ухудшенным вакуумом изменяются условия всасывания конденсатного насоса по сравнению с нормальным конденсационным режимом. Увеличение давления в конденсаторе является благоприятным фактором для работы насоса, однако одновременно растет и температура конденсата, что может привести

к срыву работы насоса, а также ухудшит условия работы подшипников.

Во избежание срыва насоса или попадания его колеса в зону кавитации необходимо увеличить давление на входе в насос. Для этого насос должен быть по возможности заглублен, если позволяют местные условия. Кроме того, для увеличения подпора полезно поддерживать в конденсаторе более высокий уровень конденсата, чем при нормальном режиме. Если при этом нижний ряд трубок окажется под уровнем конденсата, то это не должно вызывать опасений, поскольку при работе конденсатора в режиме бойлера переохладение конденсата не является тепловой потерей. В то же время существенное понижение температуры конденсата по отношению к температуре насыщения, соответствующей давлению в конденсаторе, приведет к более устойчивой работе насоса в новом режиме. Кроме того, подача переохлажденного конденсата в охладители эжекторов будет благоприятно влиять на работу и этого узла турбоустановки.

При использовании в качестве воздухоудаляющих устройств паро-

вых эжекторов в работе обычно оставляют вторую ступень двухступенчатого эжектора, поскольку давление в конденсаторе ближе соответствует давлению перед второй ступенью эжектора. Большое влияние на работу эжектора оказывает температура отсасываемой смеси. При высокой температуре смеси и значительном присосе воздуха эжектор может работать неудовлетворительно, что приведет к увеличению температурного напора в конденсаторе и недовыработке электрической энергии. В этом случае холодильники эжектора целесообразно охлаждать не конденсатом, а холодной водой или установить на всасывающей линии эжектора дополнительный выносной воздухоохладитель.

Что касается переделки проточной части турбин, то здесь вопрос решается в зависимости от сезонного режима работы турбины. При покрытии турбиной графика теплофикационной нагрузки в летние месяцы турбоагрегат переходит на конденсационный режим работы. По этой причине какие-либо переделки в проточной части турбины нецелесообразны. Исключение могут составить двухцилиндровые турбины, где на время работы агрегата в теплофикационном режиме ротор ЦНД заменяется промежуточным валом, передающим крутящий момент от ЦВД к генератору, а диафрагмы ЦНД временно удаляются.

В условиях постоянной работы турбины с ухудшенным вакуумом целесообразно удалить ряд последних ступеней, которые в этом режиме практически никакой мощности не вырабатывают, а создают дополнительные потери на трение и вентилизацию пара.

Для определения условий работы последних ступеней и решения вопроса об их удалении необходимо произвести детальный расчет турбины с конца с определением тепловых перепадов на последние ступени и их потерь. В случае не-

обходимости тепловые перепады последних ступеней можно оценить по приближенной формуле (3-7).

При решении вопроса об удалении последних ступеней необходимо иметь в виду, что давление за последней неудаленной ступенью в расчетном режиме должно соответствовать новому давлению в конденсаторе. Если такого соответствия добиться не удастся, то новое давление в конденсаторе должно быть выше, но не ниже, чем давление в этой точке турбины при расчетном режиме. В противном случае последняя неудаленная ступень будет перегружена.

После удаления последних ступеней проточной части турбины следует опасаться резкого понижения давления в конденсаторе при полной нагрузке, которое может привести к недопустимой перегрузке последней неудаленной ступени. В этом случае рационально иметь защиту от понижения давления в конденсаторе.

В условиях постоянной работы турбины в режиме ухудшенного вакуума при малых расходах воды через конденсатор целесообразно заглушить и вырезать часть труб конденсатора для увеличения в них скорости воды. Это позволит повысить коэффициент теплопередачи в конденсаторе, что в конечном итоге приведет к увеличению выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Вырезка заглушенных труб, кроме того, позволит уменьшить паровое сопротивление конденсатора, что особенно актуально для конденсаторов старых типов с большим паровым сопротивлением трубного пучка. В некоторых случаях может оказаться целесообразным перевод конденсатора на увеличенное число ходов.

Определение расчетным путем недовыработки электрической энергии при переводе турбины на режим ухудшенного вакуума при сохранении последних ступеней является задачей весьма сложной. Тепловой

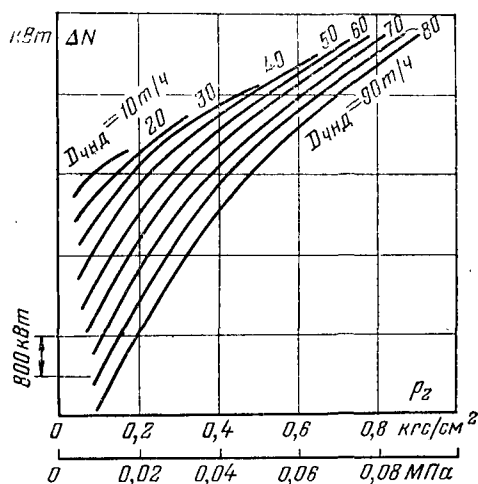


Рис. 3-8. График поправок к мощности на давление отработавшего пара для турбины ВТ-25-4.

процесс в последних ступенях турбины искажается столь сильно, что определение внутреннего относительного к. п. д. этих ступеней и всей турбины в целом практически не представляется возможным. Наиболее достоверные результаты дают натурные испытания турбины, проводимые исследовательскими и наладочными организациями. Результаты этих испытаний можно использовать для проведения расчетов

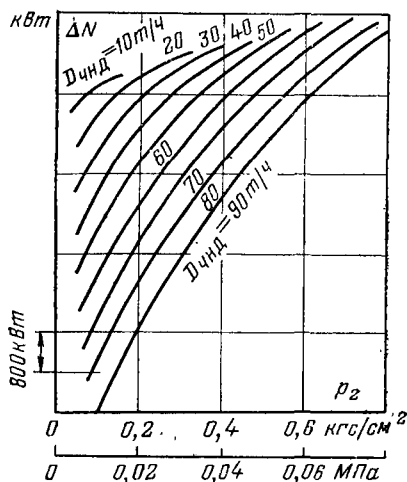


Рис. 3-9. График поправок к мощности на давление отработавшего пара для турбины ВПТ-25-3.

при переводе на ухудшенный вакуум однотипного оборудования.

На рис. 3-8 и 3-9 представлены графики поправок к мощности на давление отработавшего пара турбин ВТ-25-4 и ВПТ-25-3. Эти графики позволяют определить недовыработку электроэнергии в зависимости от изменения конечного давления при различных расходах пара в конденсатор турбины.

е) Изменение давления в регулируемом отборе

Турбина, имеющая регулируемые отборы пара, может работать с измененным давлением в отборе за счет перенастройки регулятора давления.

Понижение давления в отборе при неизменном пропуске пара через турбину приведет к увеличению мощности турбоагрегата, поскольку увеличивается выработка электроэнергии в ЧВД потоком пара, идущим в отбор.

Если турбина снабжает несколько тепловых потребителей, то давление в отборе будет определяться потребителем, требующим наивысшего давления, а остальные потребители будут снабжаться дросселированным паром, что, естественно, снижает общую экономичность установки. Если большую часть отбираемого пара необходимо дросселировать, то может оказаться экономически выгодным снизить давление пара в отборе, а потребителя, требующего пар более высокого давления, снабжать паром из котельной.

Еще более целесообразным является применение для теплоснабжения этого потребителя схемы с термокомпрессором (рис. 3-10). Это позволит сократить расход свежего пара за счет сжатия некоторого количества пара из отбора турбины. Применение всех этих методов обеспечения потребителей паром требует тщательного технико-экономического обоснования.

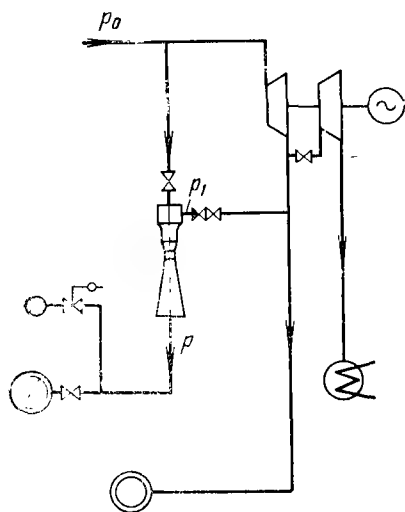


Рис. 3-10. Принципиальная схема установки термокомпрессора.

При наличии ряда параллельно работающих турбин с регулируемым отбором пара рационально выделить одну или несколько турбин для снабжения паром отдельных потребителей, требующих давления пара, отличного от основной массы потребителей. Если турбина по условиям теплоснабжения потребителей может работать с давлением отбора, более низким, чем расчетное, то, прежде чем осуществить переход на новое давление, необходимо проверить возможность надежной работы турбины. Уменьшение давления в камере регулируемого отбора до величины $p_{п.}$, меньшей, чем минимальное давление $p_{мин.п.}$, допускаемое заводом-изготовителем, требует сокращения пропуска пара в ЧВД. Это необходимо, чтобы сохранить прежними напряжения в диафрагме и рабочих лопатках последней ступени ЧВД. Ограничение расхода пара в ЧВД может быть подсчитано по формуле (3-10), где вместо параметров пара в конденсаторе при различных режимах работы следует подставить те же параметры в регулируемом отборе.

3-3. РАБОТА ТУРБИНЫ С ЧАСТИЧНО ОТКЛЮЧЕННОЙ РЕГЕНЕРАЦИЕЙ

Работа турбины с каким-либо отключенным регенеративным подогревателем приводит к ухудшению экономичности установки и перерасходу топлива, причем наибольшие потери дает отключение верхнего (последнего по ходу воды) подогревателя. При отключении верхнего подогревателя или группы подогревателей резко снижается температура питательной воды, вследствие чего увеличивается расход топлива котлоагрегата. Это увеличение расхода топлива не может быть компенсировано некоторым повышением к. п. д. котельного агрегата за счет понижения температуры уходящих газов.

В табл. 3-2 приводятся поправки к расходу тепла при отклонении от нормы температуры питательной

Таблица 3-2

Тип турбоагрегата	Номинальные параметры			Поправка к расходу тепла на отклонение от нормы температуры питательной воды	
	P_0		$t_0, ^\circ\text{C}$	на $\pm 10\%$ номинального значения, %	
	МПа	кгс/см ²		10°C и на %	
К-200-130	12,75	130	565/565	Нет данных	$\pm 0,30$
ВК-100-5	8,8	90	535	$\pm 0,35$	$\pm 0,15$
ВКТ-100	8,8	90	535	$\pm 0,185$	$\pm 0,21$
ВК-50-3	8,8	90	535	$\pm 0,37$	$\pm 0,22$
ВК-100-5	8,8	90	500	$\pm 0,25$	$\pm 0,24$
ВК-50-2	8,8	90	500	$\pm 0,38$	$\pm 0,32$
ВК-25-1	8,8	90	500	$\pm 0,30$	$\pm 0,19$

воды, вычисленные для некоторых турбоагрегатов отечественного производства.

При отключении верхних отборов и неизменном расходе пара через турбину давления в нижних отборах несколько повысятся и температура воды за этими подогревателями будет также несколько выше расчетной (за исключением деаэратора, давление в котором поддерживается на постоянном уровне автоматически).

При отключении промежуточного подогревателя, когда верхний подогреватель включен, температура питательной воды не меняется или меняется незначительно. В этом случае ухудшение экономичности происходит за счет понижения термодинамического совершенства цикла, поскольку тепловую нагрузку отключенного подогревателя берет на себя следующий по ходу воды подогреватель, и расход высокопотенциального пара в системе регенерации увеличивается. В свою очередь тепловая перегрузка верхнего подогревателя ведет к увеличению недогрева в нем, что также сказывается на экономических показателях установки. Отключение регенеративных подогревателей, кроме того, вызывает перераспределение тепловых перепадов по отсекам турбины и некоторое ухудшение за счет этого внутреннего относительного к. п. д. турбоагрегата.

При рассмотрении вопросов, связанных с отключением подогревателей, особое внимание следует уделить прочности элементов проточной части турбины. Изменение расходов пара и тепловых перепадов по отсекам турбины, вызываемое переключениями в схеме регенерации, неизбежно вызывает перегрузку отдельных ступеней при полном расходе пара через турбину.

При этих режимах в наиболее неблагоприятных условиях находится последняя ступень конденсационной или противодавленной турбины, поскольку отключение любого подогревателя или группы подогревателей при неизменном пропуске пара через турбину приводит к увеличению расхода через последующие по ходу пара ступени. Кроме того, перегруженной оказывается и диафрагма ступени, следующей за отключенным подогревателем. Особенно опасный режим создается в момент отключения защитой группы ПВД при аварийном повышении уровня в одном из них. В этом случае значительное повышение напря-

жений в некоторых узлах агрегата сопровождается еще и динамическим эффектом из-за быстрого действия защиты.

В настоящее время при работе с частично отключенной регенерацией заводами-изготовителями устанавливаются предельно допустимые значения давления в контрольных ступенях. Этим самым ограничиваются расход пара и мощность турбоагрегата в данном режиме работы. В табл. 3-3 приводятся значе-

Таблица 3-3

Включение ПВД	Предельно допустимое давление в камере регулирующей ступени		Мощность генератора, МВт
	МПа	кгс/см ²	
Включены обе нитки ПВД	17,9	183	312
Отключена одна нитка ПВД	16,2	165	305
Отключены обе нитки ПВД	14,8	151	300

ния предельно допустимых давлений в камере регулирующей ступени турбины К-300-240 ЛМЗ в случае отключения одной или двух ниток ПВД при работе без дополнительных отборов пара на собственные нужды блока.

Наличие дополнительных отборов на собственные нужды блока (сушка топлива, подогрев воздуха перед воздухоподогревателем, включение бойлерной установки и т. д.) разгружает последнюю ступень турбины, однако в этом случае оказывается перегруженной головная часть турбины, в частности диафрагма первой нерегулируемой ступени. Для ограничения этой перегрузки устанавливается предельное давление в камере регулирующей ступени, которое не должно превышать при любой комбинации дополнительных отборов на собственные нужды агрегата (величина каждого отбора также ограничена).

Для турбины К-300-240 ЛМЗ при работе с полностью включенной

регенерацией включение дополнительных отборов пара на собственные нужды связано с ограничением мощности. Величина этого ограничения зависит от места отбора и количества отбираемого пара, как это представлено в табл. 3-4.

Таблица 3-4

Камера, откуда берется отбор	Недовыработка мощности на 1 т дополнительного отбора, кВт	Величина максимального дополнительного отбора, т/ч	Недовыработка мощности при полном использовании разнородного отбора, МВт
За 9-й ступенью ЦВД	380	45	17
За 12-й ступенью ЦВД	350	10	3,5
За 16-й ступенью ЦСД	280	15	4,2
За 18-й ступенью ЦСД	250	20	5,0
За 21-й ступенью ЦСД	200	65	13,0
За 24-й ступенью ЦСД	165	68	11,5

Возможность перегрузки турбины путем отключения верхних отборов при полном расходе пара на турбину может быть использована для покрытия кратковременных пиковых нагрузок. Такая работа мощных конденсационных блоков в условиях резко переменного графика нагрузок рассматривалась как у нас, так и за рубежом. Теоретические исследования и испытания турбин в натурных условиях, проведенные ЦКТИ, показали возможность и экономическую целесообразность такого способа покрытия пиков нагрузки по сравнению с введением в параллельную работу дополнительных мощностей.

Как показывают расчеты, при работе турбин К-300-240 и К-500-240 с максимальными расходами свежего пара отключение одного верхнего регенеративного отбора дает увеличение мощности агрегата примерно на 3,5%. При отключении двух верхних регенеративных отборов и дополнительных отборов пара на

собственные нужды приращение мощности этих агрегатов составит величину порядка 8%. Для реализации этих режимов должна быть, естественно, обеспечена механическая прочность элементов проточной части турбины и изыскана возможность увеличения мощности электрической части блока.

3-4. РАБОТА ТУРБИН В БЕСПАРОВОМ РЕЖИМЕ

Беспаровым режимом называется работа турбоагрегата с включенным в сеть генератором при закрытых стопорных и регулирующих клапанах, т. е. без пропуска пара через турбину. В этом случае генератор работает в моторном режиме, вращая ротор турбины с синхронной частотой и потребляя из сети активную мощность, необходимую для преодоления механических и вентиляционных потерь турбины и генератора.

Этот режим автоматически возникает при закрытии стопорного клапана действием защиты или от руки при включенном в сеть генераторе. Обычно этот режим турбоагрегата считается недопустимым, поскольку при отсутствии потока пара через турбину потери на трение могут чрезмерно разогреть ротор и корпус и привести к серьезным повреждениям проточной части турбины. Поэтому в инструкциях по эксплуатации турбин среднего и высокого давления указано на недопустимость беспарового режима работы турбины, а в установках с начальным давлением 12,75 и 23,5 МПа (130 и 240 кгс/см²) время работы турбины в этом режиме ограничивается 4 мин (см. § 2-9). Исключение могут составить случаи работы турбогенератора в режиме синхронного компенсатора при наличии эффективной системы охлаждения проточной части.

Перевод турбин в режим синхронного компенсатора в последнее время начал широко практиковать-

ся, особенно на старых малоэкономичных агрегатах. Постоянно вырабатывая реактивную мощность, они в то же время являются аварийным резервом активной электрической мощности энергосистемы. Иногда в этом режиме оказывается целесообразным использовать и более современные агрегаты во время провала нагрузок.

Как известно, неравномерность электрического графика заставляет держать при малых нагрузках значительное число агрегатов, поскольку останов турбины с последующим ее пуском через непродолжительное время связан с пусковыми потерями тепла и может оказаться экономически нецелесообразным. В таких условиях перевод турбогенератора в режим синхронного компенсатора без расцепления муфты оказывается удобным для эксплуатации. Кроме того, при этом режиме агрегат находится во вращающемся резерве, вырабатывая одновременно реактивную мощность, дефицит которой наблюдается практически во всех энергосистемах.

Отечественной энергетикой накоплен достаточно большой опыт перевода на беспаровой режим турбин различных типов и мощностей. Этот опыт показывает, что способ охлаждения проточной части турбин при таком режиме работы зависит от их конструкции.

Наиболее просто переводятся на беспаровой режим одноцилиндровые конденсационные турбины небольшой мощности. Для того чтобы обеспечить минимальные потери на трение, эти агрегаты в беспаровом режиме работают при глубоком вакууме в конденсаторе. Для обеспечения этого вакуума в концевые уплотнения должен подаваться пар избыточного давления, охлажденный до температуры насыщения или даже слегка увлажненный. Опыт и расчеты показывают, что количества этого пара, проникающего в корпус турбины при глу-

бком вакууме, вполне достаточно для охлаждения ее проточной части, если длина рабочих лопаток последних ступеней не превышает 500 мм. Обычно для надежного охлаждения турбин такого типа достаточно расхода пара, составляющего примерно 20% расхода холодного хода.

Для надежной и экономичной работы агрегата в описанном режиме очень важно иметь высокую воздушную плотность вакуумной системы и всей турбины в целом. Практика показывает, что обычно тщательно уплотняются только те элементы турбоустановки, которые при нормальном режиме работы находятся под разрежением. Головные же части и дренажные линии уплотняются менее тщательно, поскольку они находятся под избыточным давлением. При работе в беспаровом режиме, когда весь цилиндр турбины находится под вакуумом, присос воздуха через эти неплотности может сильно перегрузить эжектор. В этом случае эжектор будет работать на перегрузочной ветви характеристики, и вакуум резко ухудшится. Ухудшение вакуума приведет к увеличению потерь на трение в турбине, соответствующему увеличению мощности, потребляемой генератором из сети, и потребует увеличения расхода пара на охлаждение. Кроме того, может ухудшиться температурный режим проточной части турбоагрегата.

Все это показывает, что перед переводом турбины в режим синхронного компенсатора необходимо провести дополнительную работу по уплотнению турбоагрегата, особенно его головной части. При работе турбины в беспаровом режиме с глубоким вакуумом конденсатор ее должен снабжаться в необходимом количестве циркуляционной водой. Конденсатный насос должен быть включен по схеме рециркуляции и находиться постоянно в работе для обеспечения охлаждения паровых эжекторов. При наличии

водяных эжекторов включение конденсатных насосов производится периодически для откачки конденсата из конденсатора.

При переводе в беспаровой режим турбин с противодавлением внутренние потери у них будут больше, чем у конденсационных турбин, и это потребует более интенсивного принудительного охлаждения проточной части. Охлажденный пар может подаваться либо через головку турбины с отводом через выхлопной патрубок, либо проходить проточную часть в обратном направлении. В первом случае пар будет охлаждать головную часть агрегата и затем, нагреваясь, двигаться к выхлопу турбины. При такой схеме охлаждения выхлопная часть турбины будет иметь более высокую температуру, чем головная, и при нагружении турбины потребуются дополнительное время на прогрев головных частей турбоагрегата.

При пропуске пара в обратном направлении пар, нагреваясь, будет двигаться к головной части турбины, причем распределение температур по проточной части будет приближаться к «естественному», которое турбина имеет при работе под нагрузкой. В этом случае турбоагрегат оказывается более мобильным, а температурный режим элементов проточной части ближе к расчетному, хотя потери электроэнергии на поддержание турбины в беспаровом режиме будут при этом несколько выше.

При принудительном охлаждении проточной части турбины паром избыточного давления необходимо принять меры к утилизации тепла этого пара, чтобы уменьшить потери, связанные с работой турбины в беспаровом режиме. Наиболее сложно обеспечить работу в беспаровом режиме многоцилиндровой турбины высокого давления, поскольку в этом случае сочетание минимальных потерь с высокой мобильностью представляет известные трудности.

На рис. 3-11 представлена схема охлаждения проточной части турбины ПТ-60-130 ЛМЗ, работающей в режиме синхронного компенсатора [86]. Турбоагрегат работает с закрытыми клапанами ЦВД и открытыми клапанами ЦВД. Поворотная диафрагма полностью открыта. Охлаждение частей среднего и низкого давления производится паром из специально установленного пароохладителя. В пароохладитель подается пар из регулируемого отбора соседней турбины и концевых уплотнений ЦВД. Охлаждение и увлажнение пара до сухости 0,98 производится впрыском конденсата. В корпус турбины пар поступает через камеры отборов, а также через концевые уплотнения. Корпус ЦВД охлаждается паром, который подается в выхлопную часть цилиндра из станционного коллектора промышленного отбора. Охлаждающий пар проходит обратным потоком через проточную часть ЦВД, регулирующие клапаны, перепускные трубы и через смонтированную линию обеспаривания поступает в коллектор теплофикационного отбора. При такой системе охлаждения ротор низкого давления, имея диски и лопатки значительных размеров, вращается в среде с малой плотностью, что уменьшает вентиляционные потери, и в то же время благоприятное распределение температуры по длине проточной части ЦВД позволяет достаточно быстро поставить турбину под нагрузку. При этом температурный режим цилиндров можно достаточно гибко регулировать температурой и количеством охлаждающего пара.

Несмотря на имеющийся опыт перевода турбин на беспаровой режим, каждому такому переводу должны предшествовать температурные испытания турбоагрегата в новом режиме. Эти испытания обычно проводятся службой наладки и включают в себя тщательное исследование теплового состояния турбоагрегата и возникающих в нем

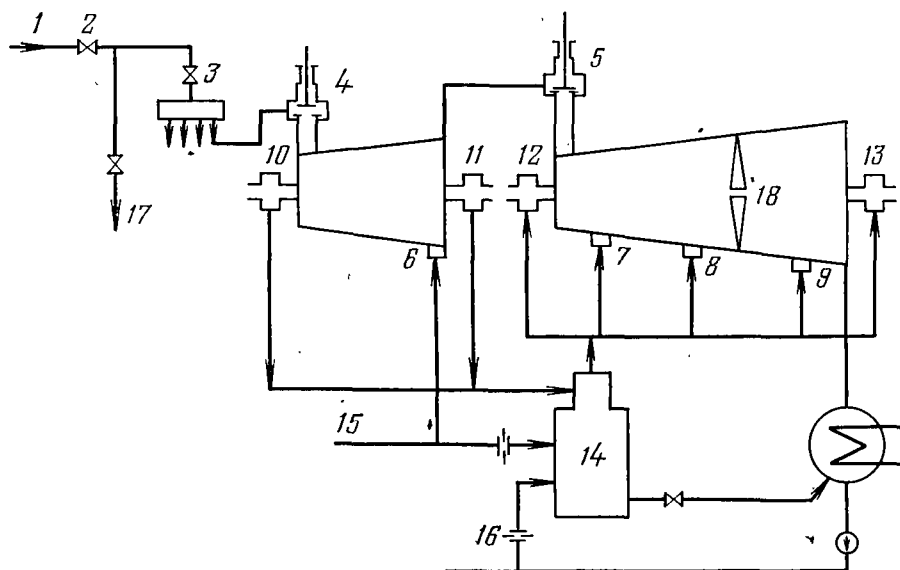


Рис. 3-11. Схема охлаждения проточной части турбины ПТ-60-130 ЛМЗ, работающей в беспаровом режиме.

1 — паропровод свежего пара; 2 — ГПЗ; 3 — стопорный клапан; 4 — регулирующие клапаны ЦВД; 5 — регулирующие клапаны ЦСД; 6, 7, 8, 9 — патрубки отборов; 10, 11, 12, 13 — концевые уплотнения; 14 — пароохладитель; 15 — линия от регулируемого отбора соседней турбины; 16 — линия от конденсатных насосов; 17 — линия обеспаривания; 18 — поворотная диафрагма.

термических деформаций и напряжений. Испытания должны установить оптимальный расход и параметры охлаждающего пара, а также режимный график перехода турбины на новые условия работы.

Для решения вопроса о целесообразности перевода турбины на беспаровой режим и определения технико-экономических показателей такой работы необходимо тщательно учесть все потери турбогенератора, работающего в режиме синхронного компенсатора.

К этим потерям относятся: а) расход электроэнергии на вращение роторов турбины и генератора; б) потери генератора в железе и меди; в) потери тепла с охлаждающим паром; г) потери тепла на паровые эжекторы или расход электроэнергии на водяные эжекторы; д) мощность, потребляемая конденсатным насосом; е) расход электроэнергии на подачу циркуляционной воды в конденсатор.

В случае утилизации тепла охлаждающего пара экономичность

работы агрегата в беспаровом режиме существенно возрастает.

Опыт работы турбины ПТ-60-130 в беспаровом режиме на одной из станций показал, что суммарные потери турбины и генератора составляют 56% расхода тепла на холостой ход. Эта величина может быть еще уменьшена за счет увеличения влажности охлаждающего пара, снижения давления пара в ЦВД и улучшения схемы собственных нужд агрегата.

Таким образом, перевод турбогенераторов в режим синхронного компенсатора без расцепления муфты является удобным в эксплуатации способом содержания турбин во вращающемся резерве.

3-5. РАЦИОНАЛЬНОЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИМИ АГРЕГАТАМИ

Оптимальное распределение нагрузок между работающими агрегатами оказывает большое влияние на общую экономичность турбинного цеха и станции в целом. Эта

проблема может, естественно, возникнуть при неполной загрузке агрегатов, когда имеется возможность перераспределять электрическую или тепловую нагрузку между турбинами.

В состав основного оборудования электрической станции могут входить агрегаты различного типа и назначения. Кроме того, большое количество станций имеет установки с различными начальными параметрами пара. В этих условиях рациональное распределение нагрузки между агрегатами и очередность их загрузки и разгрузки являются важным условием экономичной работы турбинного цеха. Даже при наличии однотипного оборудования распределение нагрузок между турбинами не должно быть случайным, поскольку и здесь существует оптимальный способ распределения нагрузок.

Экономичное распределение нагрузки между работающими агрегатами, обеспечивающее минимальный расход тепла, производится на основе метода удельных (относительных) приростов расхода тепла. Для применения этого метода необходимо располагать энергетическими характеристиками агрегатов, устанавливающими зависимость расхода тепла Q от нагрузки агрегата N_a .

Относительным приростом расхода тепла агрегата называется изменение расхода тепла при изменении нагрузки на единицу. Относительные приросты агрегатов в боль-

шинстве случаев не являются постоянными, а зависят от нагрузки. Поэтому для решения вопроса о распределении нагрузки между агрегатами для каждого из них необходимо строить кривую зависимости относительного прироста от нагрузки — характеристику относительных приростов. Эта характеристика, а также энергетическая характеристика турбины представлены на рис. 3-12.

Если энергетические характеристики агрегатов представляют собой криволинейные плавные кривые (без учета дросселирования в клапанах) с возрастающими относительными приростами, то наимыгоднейший режим получается при распределении нагрузок, соответствующем равенству относительных приростов тепла этих агрегатов. При таком принципе распределения нагрузок у агрегатов, имеющих одинаковые энергетические характеристики, нагрузка должна быть распределена поровну.

Поскольку использование криволинейных энергетических характеристик для практических целей оказывается неудобным, их с достаточной степенью точности аппроксимируют прямыми линиями.

Для конденсационной турбины, если пренебречь влиянием дросселирования в регулирующих клапанах при малом их открытии, эта зависимость может быть представлена ломаной прямой, имеющей точку излома в области экономической нагрузки (рис. 3-13). Наличие точки перегиба объясняется ухудшением экономичности при нагрузках, превышающих расчетную, особенно у турбин, имеющих перегрузку внешним или внутренним байпасом. Поскольку расход тепла на турбину в значительной мере зависит от вакуума в конденсаторе, характеристики будут различными для зимнего и летнего режима работы агрегата.

Не менее важной характеристикой является величина относитель-

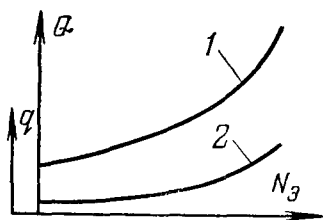


Рис. 3-12. Техничко-экономические характеристики агрегата.

1 — энергетическая характеристика $Q=f(N_a)$; 2 — кривая относительного прироста тепла $q=f(N_a)$.

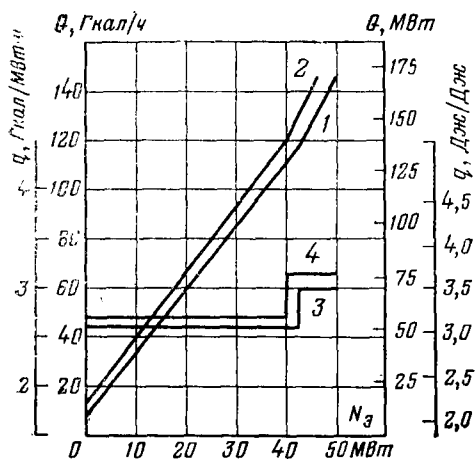


Рис. 3-13. Техничко-экономические характеристики турбины АК-50.

1 — зимняя энергетическая характеристика; 2 — летняя энергетическая характеристика; 3 — зимняя характеристика относительных приростов; 4 — летняя характеристика относительных приростов.

ного прироста тепла на единицу выработанной электрической энергии. Для прямолинейных участков технико-экономической характеристики эта величина будет постоянной (рис. 3-13) [22].

В практике технико-экономических расчетов рассматриваются две величины расхода тепла на турбину: по мощности брутто и нетто. В первом случае рассматривается только расход тепла на турбину без учета расхода пара на собственные нужды агрегата, причем этот расход относится к мощности генератора без учета электрических собственных нужд.

Расход тепла на мощность нетто ведется с учетом затрат на собственные нужды агрегата тепловой и электрической энергии. Естественно, что распределение нагрузок следует вести по второй характеристике, учитывающей и затраты энергии на собственные нужды. Для конденсационной турбины эта характеристика аналитически может быть представлена в следующем виде:

$$Q = Q_{xx} + \Delta q_1 N + (\Delta q_2 - \Delta q_1) (N - N_1), \quad (3-13)$$

где Q — расход тепла на турбину нетто, Гкал/ч; Q_{xx} — расход тепла на холостой ход, Гкал/ч; Δq_1 — первый относительный прирост тепла нетто [до излома характеристики, Гкал/(МВт·ч)]; Δq_2 — второй относительный прирост тепла нетто [после излома характеристики, Гкал/(МВт·ч)]; N_1 — мощность турбоагрегата нетто, при которой происходит излом характеристики МВт.

Вышеприведенная зависимость должна быть получена путем проведения тепловых испытаний каждого агрегата в отдельности. При этом нужно помнить, что даже однотипное оборудование может иметь характеристики, несколько отличающиеся друг от друга. В случае отсутствия подобных испытаний следует использовать данные завода-изготовителя или результаты испытания однотипного оборудования.

В табл. 3-5 приводятся технико-экономические характеристики некоторых серийных агрегатов отечественного производства, полученные на основании многочисленных испытаний, проведенных на различных электростанциях. Эти характеристики могут быть приняты в качестве нормативного материала для станций с однотипным оборудованием.

При наличии подобных характеристик загрузка конденсационных машин определяется величиной относительных приростов тепла турбоагрегатов. Для достижения наилучшего распределения нагрузки следует в первую очередь загружать турбины, имеющие наименьший относительный прирост. Величина последнего не связана непосредственно с удельным расходом тепла. В частности, агрегат с меньшим удельным расходом тепла может в определенных диапазонах нагрузки, а иногда и при всех нагрузках иметь больший относительный прирост.

В качестве примера рассмотрим очередность загрузки двух турбин, энергетические характеристики ко-

Тип турбоагрегата	Параметры свежего пара			Уравнения энергетических характеристик	
	Давление		Температура, °C	по мощности брутто, Гкал/ч	по мощности нетто, Гкал/ч
	МПа	кгс/см²			
К-200-130	12,75	130	565/565	$Q=29,48+1,809N+0,148(N-173,45)$	$Q=29,58+1,825N+0,157 \times (N-172,25)$
К-150-130	12,75	130	565/565	$Q=24,85+1,922N+0,179(N-124,22)$	$Q=25,35+1,937N+0,189 \times (N-123,27)$
ВК-100-6	8,8	90	535	$Q=21,2+1,915N+0,148 \times (N-74,75)$	$Q=22,98+1,91N+0,213 \times (N-74,08)$
ВК-50-3	8,8	90	535	$Q=12,03+1,996N+0,223 \times (N-36,0)$	$Q=12,17+2,018N+0,235 \times (N-35,62)$
ВК-100-5	8,8	90	500	$Q=20,0+2,012N+0,233 \times (N-65,7)$	$Q=20,28+2,034N+0,242 \times (N-65,0)$
ВК-50-2	8,8	90	500	$Q=11,5+2,10N+0,16 \times (N-34,4)$	$Q=11,71+2,124N+0,169 \times (N-33,99)$
ВК-25-1	8,8	90	500	$Q=4,05+2,339N+0,09 \times (N-20,41)$	$Q=4,11+2,369N+0,102 \times (N-20,17)$
АК-50-1 ЛМЗ	2,84	29	400	$Q=11,7+2,56N+0,33(N-41,8)$	—
АК-50 ХТГЗ	2,84	29	400	$Q=6,5+2,69N$	—
АК-25-1	2,55	26	375	$Q=6,8+2,67N+0,40(N-21,0)$	—

торых изображены на рис. 3-14,а. Энергетические характеристики этих турбин пересекаются при нагрузке N_1 , причем у первой турбины в области нагрузок от 0 до $N_{ЭК}$ относительный прирост тепла будет меньше, чем у второй турбины, в области нагрузок от $N_{ЭК}$ до $N_{НОМ}$ — больше. В этом случае при необходимости остановить одну турбину при нагрузке до N_1 следует разгрузить и остановить турбину № 1, а в области нагрузок от N_1 до $N_{НОМ}$ остановить в работе турбину № 1, остановив турбину № 2. В случае работы обеих турбин в параллель необходимо в диапазоне нагрузок от 0 до $N_{ЭК}$ в первую очередь загрузить турбину № 1, затем до этой же нагрузки загрузить турбину № 2. В дальнейшем при увеличении нагрузки до $N_{НОМ}$ загружается в первую очередь турбина № 2, как имеющая меньший удельный прирост тепла в этом

диапазоне нагрузок, а затем до $N_{НОМ}$ нагружается турбина № 1.

На рис. 3-14,б представлены характеристики двух турбин, у которых относительные приросты тепла в области нагрузок 0— $N_{ЭК}$ и $N_{ЭК}$ — $N_{НОМ}$ точно такие же, как и в предыдущем случае, но эти кривые не пересекаются. В этом случае при останове одной из турбин выгоднее оставить в работе турбину № 1, удельный расход тепла которой во всем диапазоне изменения нагрузок меньше, чем у турбины № 2. Однако при параллельной работе загрузка этих турбин должна происходить точно в такой же последовательности, как и в предыдущем случае. Если же в области перегрузки относительные приросты турбины № 1 будут меньше, чем у турбины № 2, то и в области перегрузочных режимов турбина № 1 должна быть нагружена в первую очередь.

Принцип первоочередной загрузки агрегатов, имеющих меньшие относительные приросты, непосредственно вытекает из правила равенства относительных приростов.

Действительно, если распределить нагрузку между агрегатами так, чтобы относительные приросты их были неодинаковы, окажется вы-

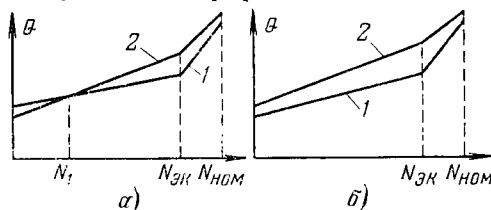


Рис. 3-14. Техничко-экономические характеристики турбоагрегатов.

тодным увеличить нагрузку агрегата, относительный прирост которого ниже, и разгрузить агрегат с более высоким относительным приростом. Однако по мере увеличения нагрузки турбин с малым относительным приростом их относительные приросты увеличиваются, а относительные приросты разгружаемых агрегатов уменьшаются. Следовательно, такое перераспределение нагрузки между агрегатами выгодно до тех пор, пока их относительные приросты не сравняются.

Поскольку величина относительных приростов тепла играет определяющую роль при распределении нагрузки между работающими агрегатами, в табл. 3-6 приводятся

Таблица 3-6

Тип турбоагрегата	Мощность нетто, соответствующая излому энергетической характеристики, МВт	Дополнительный удельный расход тепла на мощность нетто в пределах расходной характеристики, Гкал/(МВт·ч)	
		до излома	после излома
ВК-25-1	20,17	2,396	2,471
ВК-50-2	33,99	2,124	2,293
ВК-50-3	35,62	2,018	2,253
ВК-100-5	65,00	2,034	2,276
ВК-100-6	74,08	1,910	2,123
К-150-130	123,27	1,937	2,126
К-200-130	172,25	1,825	1,932

усредненные значения приростов для турбин, имеющих энергетические характеристики с одной точкой перегиба. Этими данными можно пользоваться при решении практических вопросов, касающихся оптимального распределения нагрузки между работающими агрегатами.

Рассматриваемые энергетические характеристики турбоагрегатов являются приближенными, поскольку они не учитывают дросселирования пара в регулирующих клапанах. Такие характеристики могут быть только у турбин с дроссельным парораспределением или при бесконечно большом числе регулирую-

щих клапанов (идеальное сопловое регулирование). Аппроксимация этих характеристик отрезками прямых позволяет представить их аналитически, что очень удобно для расчетов. Что же касается распределения нагрузок между турбинами, то неучет дросселирования пара регулирующими клапанами может привести к длительной работе турбины с частично открытыми регулирующими клапанами.

На рис. 3-15 представлены энергетические характеристики и характеристики относительных приростов турбины К-200-130 ЛМЗ с учетом дросселирования в регулирующих клапанах [52]. Характеристики составлены в диапазоне нагрузок от 150—215 МВт, точки N_3 и N_4 соответствуют нагрузкам, при которых происходит открытие третьего и четвертого регулирующих клапанов. Как видно из графика, максимальное отклонение действительной энергетической характеристики от аппроксимирующей в сторону увеличения расхода тепла составляет величину порядка 0,6%.

Если турбоагрегаты этого типа будут работать в этой точке, то, несмотря на распределение нагрузок по относительным приростам, турбины будут работать в невыгодном режиме. В этом случае рациональнее нагрузки распределить с таким расчетом, чтобы все турбины, за исключением одной, работали бы без дросселирования пара, а все изменения нагрузки воспринимались бы одной турбиной. Для этого необходимо определить у всех машин режимы предоткрытия очередного регулирующего клапана и следить за тем, чтобы все турбины, за исключением одной, имели бы нагрузки, соответствующие этим режимам. По данным испытаний такое распределение нагрузок по сравнению с равномерным распределением мощности по агрегатам позволяет для крупных конденсационных турбин иметь экономию тепла порядка 0,2—

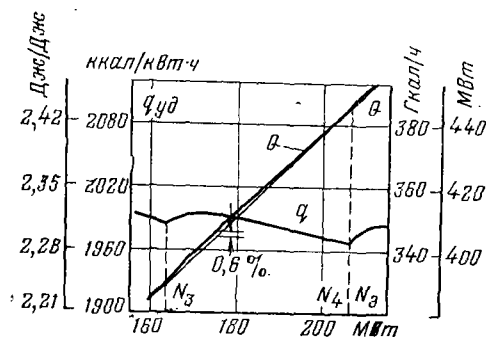


Рис. 3-15. Энергетическая характеристика и характеристика относительных приростов турбины К-200-130.

0,6%. Еще более значительным этот выигрыш будет для противодавленческих турбин и турбин с отбором пара.

Для этих агрегатов оптимальное распределение нагрузок с учетом дросселирования может дать экономию в размере 1,4—1,8%. Все эти цифры носят, естественно, усредненный характер, поскольку величина экономии будет зависеть от типа турбин, начальных и конечных параметров, давления и величины отборов, числа регулирующих клапанов и т. д.

Распределяя нагрузки между турбинами на основании их относительных приростов, необходимо учитывать, что такое решение вопроса справедливо только для агрегатов неблочного типа.

В блочных установках, где нагрузка котлоагрегата определяется нагрузкой турбины, распределение мощности между блоками необходимо вести с учетом режимной характеристики котлоагрегата. При этом оптимальное распределение нагрузки между турбоагрегатами может не соответствовать наивыгоднейшему распределению нагрузки по блокам. В этом случае распределение нагрузок следует вести, руководствуясь относительными приростами блоков, которые в первом приближении (без учета тепловых и электрических собственных нужд блока) могут быть определены как про-

изведение относительных приростов котла и турбоагрегата.

При работе в параллель турбин с отборами пара вопрос об оптимальном распределении тепловых и электрических нагрузок усложняется, поскольку расход тепла на турбоагрегат будет зависеть как от электрической, так и от тепловой нагрузки турбины, и общий относительный прирост следует искать в виде полного дифференциала от частных производных расхода тепла по тепловой и электрической нагрузке.

В практической деятельности для решения этого вопроса достаточно иметь энергетические характеристики турбин при различных расходах тепла и пара в отбор (рис. 3-16); на основании этих графиков можно вести оптимальное распределение электрической нагрузки при постоянном отборе (рис. 3-16,а) или тепловой нагрузки при постоянной электрической мощности (рис. 3-16,б). И в том и в другом случае принцип равенства относительных приростов будет являться основой экономической работы агрегатов.

Если на ТЭЦ энергетические характеристики агрегатов отсутствуют, а турбины работают по отбору в общую магистраль, то рациональное распределение тепловых нагрузок между турбинами может быть определено на основании простого опыта. На общей магистрали, за местом присоединения отборов всех турбин следует установить термометр, измеряющий температуру смешанного потока пара. Очевидно, наиболее рациональное распределение расходов пара при неизменном суммарном отборе будет соответствовать тому случаю, когда температура смешанного потока будет иметь минимальное значение. Это будет показывать, что средняя взвешенная величина использованного в части высокого давления всех турбин теплопотока достигла максимальной величины, т. е. выработка электроэнергии на отборном паре максимальна.

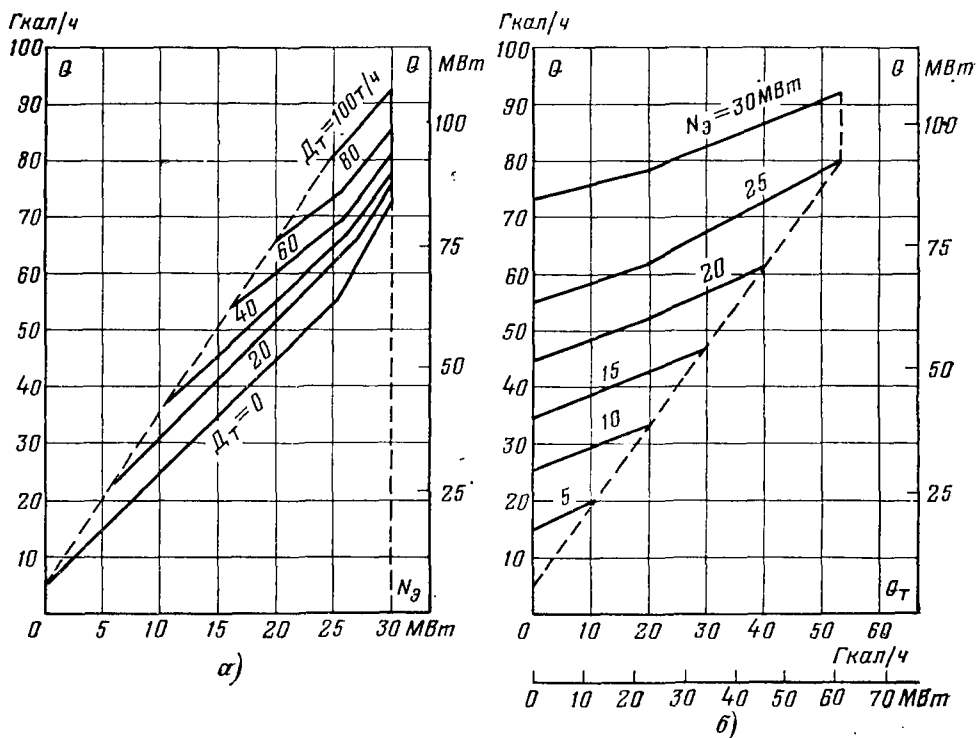


Рис. 3-16. Энергетические характеристики турбины с регулируемым отбором пара.

Этот же метод можно использовать и при работе на общую линию турбин с противодавлением.

При работе станций, имеющих в своем составе как конденсационные турбины, так и турбоагрегаты, отпускающие тепловую энергию, следует в первую очередь загружать агрегаты, вырабатывающие электроэнергию на тепловом потреблении, и в последнюю очередь — конденсационные агрегаты. При эксплуатации такого смешанного оборудования может возникнуть проблема: на каком агрегате выгоднее увеличивать электрическую нагрузку — на конденсационной турбине или на турбине с отбором пара. Этот вопрос также решается путем сравнения энергетических характеристик рассматриваемых агрегатов. Обычно в этом случае предпочтение отдается конденсационному агрегату, поскольку в турбине с регулируемым отбором пара конденсационный поток пара испытывает многократное дросселирование. Однако

имеются режимы, при которых бывает выгоднее загрузить хвостовую часть турбины с отбором, а конденсационную турбину разгрузить или остановить.

Для обеспечения экономичной работы турбинного цеха во всем диапазоне изменения тепловых и электрических нагрузок должны быть составлены режимные карты очередности загрузки и разгрузки агрегатов, которыми и должен пользоваться эксплуатационный персонал.

3-6. ВИБРАЦИОННОЕ СОСТОЯНИЕ ТУРБОАГРЕГАТА

Надежность работы турбины и генератора в значительной мере определяется их вибрационным состоянием.

Повышенная вибрация, возникающая вследствие некачественного изготовления, монтажа, ремонта или некачественной эксплуатации агрегата, является источником всевоз-

можных аварийных ситуаций и даже крупных аварий. Необходимо отметить, что вредные последствия даже умеренных вибраций имеют свойство накапливаться и проявляться в самой различной форме. Это может найти выражение в появлении усталостных трещин в роторе турбины, штоках регулирующих клапанов, чугунных опорах, зубчатых передачах и т. д. Под действием вибрации расстраивается взаимное крепление частей, нарушается жесткая связь статоров и подшипников с фундаментными плитами, увеличивается расцентровка валов.

При повышенной вибрации возникает опасность повреждения лабиринтных уплотнений турбины, водородных уплотнений и системы водяного охлаждения генератора. Значительные колебания вала на масляной пленке могут вызвать возникновение очагов полусухого трения, что увеличивает опасность выплавления подшипников.

Неблагоприятное действие вибрации сказывается также на работе системы регулирования турбины и приборов контроля. Необходимо отметить также отрицательное воздействие вибрации на обслуживающий персонал. Это воздействие определяется как повышенным уровнем шума, так и непосредственным, физиологическим действием вибрации на организм человека.

Все эти обстоятельства предъявляют весьма жесткие требования к нормированию вибраций. Согласно ПТЭ вибрационное состояние турбоагрегата оценивается по следующей шкале:

Номинальная скорость вращения ротора, об/мин	Двойная амплитуда вибрации, мкм		
	отлично	хорошо	удовлетворительно
1500	До 30	До 50	До 70
3000	До 20	До 30	До 40
5000	До 10	До 15	До 25
8000 и более	До 5	До 10	До 15

На турбогенераторах блочных установок мощностью 150 МВт и более вибрация не должна превышать 30 мкм.

Вибрация должна замеряться в трех направлениях: вертикальном, горизонтально-продольном и горизонтально-поперечном. Если вибрация хотя бы одного из подшипников в одном из трех направлений превышает значение «удовлетворительно» для данного типа машин, то вибрационное состояние всего агрегата признается неудовлетворительным, и турбина должна быть выведена в ремонт для устранения вибрации.

Вибрационное состояние агрегата должно определяться при вводе его в эксплуатацию после монтажа, перед выводом агрегата в капитальный ремонт и после капитального ремонта. При отличном и хорошем вибрационном состоянии агрегата периодичность замеров вибрации должна составлять 1 раз в 3 мес. При заметном повышении вибрации подшипников замеры должны производиться по особому графику. Турбоагрегаты с удовлетворительной оценкой вибрации могут быть введены в эксплуатацию только с разрешения главного инженера районного управления (энергокомбината), причем в самое ближайшее время должны быть приняты меры по улучшению вибрационного состояния агрегата.

Для оценки вибрационного состояния турбоагрегата уровень вибрации должен определяться не только на рабочих числах оборотов, но и при прохождении турбиной критического числа оборотов. Исследования показали [14], что переход системы «ротор — опоры» через критические скорости в процессе пуска и останова агрегата может сопровождаться весьма значительным увеличением амплитуды колебаний. Хотя в данном случае повышенная вибрация действует относительно кратковременно, однако нескольких пусков и остановов машины с недопустимо

большими амплитудами колебаний ротора на критических скоростях может оказаться достаточным для приведения в негодность паровых и масляных уплотнений. В худших случаях возникают задевания в прочной части турбины, появляется остаточный прогиб ротора, разрушается баббит вкладышей подшипников, появляются трещины в фундаменте и т. п.

Значительный рост вибраций на критических скоростях вызывается существенной неуравновешенностью ротора по собственным формам динамического прогиба валов. Как показывает практика, и этот небаланс может быть устранен специальными методами балансировки с доведением уровня вибрации подшипников на критических оборотах до величины порядка 30—50 мкм. Поэтому вибрационное состояние турбоагрегата, проходящего критические скорости с повышенной вибрацией, не может считаться удовлетворительным, если даже на рабочей скорости вращения вибрация подшипников не превышает нормы.

Существующие допуски нормируют амплитуду колебаний подшипников только в зависимости от скорости вращения роторов, не учитывая частотного состава этих колебаний. Однако многочисленные измерения показывают, что вибрация подшипников, валов и других элементов машины часто носит несинусоидальный характер. На колебания основной частоты, равной частоте вращения роторов, накладываются составляющие высших, а иногда и низших частот. В отдельных случаях наблюдаются колебания, близкие к синусоидальным, но с частотами, отличными от основной [14].

У агрегатов с частотой вращения 3000 об/мин с основной частотой колебаний 50 Гц чаще всего обнаруживается высокочастотная составляющая 100 Гц, а также имеют место низкочастотные составляющие с частотами, близкими, к низшей критической скорости системы «ротор — опоры» (обычно 17—21 Гц) или к половине рабочей частоты (~25 Гц).

Присутствие существенных по амплитуде высших гармоник свидетельствует о действии на колеблющуюся систему значительных нагрузок, которые могут в несколько раз превышать нагрузки, вызывающие колебания основной частоты. Однако, поскольку вопрос о связи между спектральным составом вибрации и опасностью ее для турбины недостаточно изучен, можно ограничиться лишь указанием на необходимость принятия более жестких допусков на вибрацию в случае значительных высокочастотных составляющих. Что касается низкочастотных колебаний, то вследствие

их неустойчивости, способности к внезапному и резкому возрастанию они представляют несомненную опасность для машины. Поэтому, если в колебаниях подшипников и роторов обнаруживаются заметные низкочастотные составляющие, вибрационное состояние турбоагрегата не может быть признано удовлетворительным.

Некоторый учет частотного состава вибрации предусматривают нормы *VDI*, получившие распространение в европейской практике. Согласно этим нормам в качестве основной характеристики вибрации принимается эквивалентная амплитуда виброскорости, измеренная при рабочей скорости вращения роторов

Если измеряемые колебания разлагаются на гармонические составляющие с угловыми частотами $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ и соответствующими им амплитудами $A_1, A_2, \dots, A_n$, то эквивалентная амплитуда виброскорости может быть подсчитана по формуле

$$V_{\text{экв}} = \sqrt{A_1^2 \omega_1^2 + A_2^2 \omega_2^2 + \dots + A_n^2 \omega_n^2} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2 + \dots + V_n^2}, \quad (3-14)$$

где $V_1, V_2, \dots, V_n$ — амплитудные значения виброскорости каждой из гармонических составляющих.

Для случая измерения биений с максимальными $V_{\text{макс}}$ и минимальными $V_{\text{мин}}$ значениями виброскоростей

$$V_{\text{экв}} = \sqrt{V_{\text{макс}}^2 + V_{\text{мин}}^2}. \quad (3-15)$$

В табл. 3-7 приводятся нормы допустимой вибрации подшипников турбоагре-

Таблица 3-7

$V_{\text{экв}},$ мм/с	$A_{\text{экв}},$ мкм (при 50 Гц)	Оценка вибрации
4,0	12,5	Очень хорошо—хорошо
10,0	31,5	Допустимо
25,0	80,0	Улучшение желательно Улучшение необходимо
>25,0	>80,0	Недопустимо

гатов по данным *VDI* на основной частоте 50 Гц

В проекте международного стандарта на вибрацию машин предлагается использование в качестве критерия эффективной амплитуды виброскорости

$$V_{\text{эфф}} = \frac{1}{\sqrt{2}} V_{\text{экв}} \quad (3-16)$$

как величины, непосредственно измеряемой электроизмерительными приборами. Уровни

оценки вибросостояния машин по $V_{эфф}$ соответствуют подобным же уровням, приведенным по $V_{экв}$ в нормах *VDI*. Эти нормы учитывают гармонический состав измеряемой вибрации за счет составляющих, имеющих частоту выше оборотной.

Оценка вибрационного состояния турбоагрегата будет не полной, если не учитывать уровень вибрации его фундамента. Обычно у правильно спроектированного и хорошо выполненного фундамента двойная амплитуда колебаний при хорошо отбалансированном роторе не превышает 10—20 мкм. Заметное отклонение от приведенных значений в сторону увеличения свидетельствует о дефектах фундамента.

При рассмотрении вопросов вибрации современных крупных турбоагрегатов необходимо учитывать то обстоятельство, что колебания подшипников в современных агрегатах все в меньшей степени отражают истинные колебания вала турбины. Это объясняется в первую очередь повышенной массой и жесткостью опор крупных турбоагрегатов. Не последнюю роль в этом явлении играют также демфирующие свойства масляного клина, существующего между шейкой вала и подшипником.

Согласно экспериментальным данным на крупных агрегатах амплитуда вибрации концов валов может превосходить в 10—15 раз амплитуду колебаний подшипника, причем эти колебания могут быть смещены между собой по фазе. Наблюдались также случаи, когда вылет одной или нескольких рабочих лопаток не приводил к заметному увеличению вибрации подшипников, тогда как колебания вала существенно возрастали. Это показывает, что для ряда турбоагрегатов вибрация подшипников не является надежным критерием безопасности, и необходимо для этих агрегатов в каждом отдельном случае экспериментально устанавливать связь между колебаниями валов и подшипников турбины. Переход к большим единичным мощностям турбоагрегатов

повышает требования к их вибрационной надежности, вследствие чего устранение значительных вибраций и определение причины их появления являются задачами первостепенной важности.

К основным причинам, вызывающим возникновение вибраций агрегата, можно отнести следующие:

- а) динамическая неуравновешенность роторов;
- б) нарушение центровки роторов;
- в) ослабление жесткости системы;
- г) работа в области резонансных чисел оборотов;
- д) потеря устойчивости вала на масляной пленке;
- е) появление возмущающих сил электромагнитного происхождения.

Возникновение динамической неуравновешенности роторов может быть вызвано двумя причинами:

- 1) перераспределением масс по окружности ротора или приложением к ротору новых неуравновешенных масс;
- 2) смещением главной центральной оси инерции ротора относительно оси его вращения.

В обоих случаях возникает неуравновешенная центробежная сила, пропорциональная квадрату числа оборотов, вызывающая вибрацию агрегата оборотной частоты.

Причинами возникновения неуравновешенности роторов турбин и генераторов могут быть обрыв лопаток и бандажей, разрушение дисков, некачественная балансировка при перелопачивании роторов, перемотка роторов генераторов, неравномерный износ лопаток, неравномерный занос солями лопаточного аппарата и т. д.

Смещение оси инерции ротора относительно оси вращения может возникнуть из-за ослабления посадки деталей на валу или прогиба вала. Прогиб ротора при сборке может возникнуть в результате перекоса шпонок относительно шпоночных пазов, некачественно выполнен-

ной насадки дисков и т. д. В процессе эксплуатации прогиб ротора может вызываться тепловой разбалансировкой, термической нестабильностью металла ротора, задеваниями в проточной части, а также неправильными режимами пуска и останова турбин, вызывающими прогиб ротора.

Рассмотренные выше явления приводят к появлению первичного прогиба, являющегося следствием первичной неуравновешенности ротора. Появление первичного прогиба вызывает вторичную неуравновешенность, возникающую вследствие отклонения оси инерции от оси вращения при динамическом прогибе ротора. Эта вторичная неуравновешенность трудно поддается определению из-за сложности измерения динамического прогиба по длине роторов в эксплуатационных условиях, однако приближенные расчеты показывают, что она может в несколько раз превышать первичную неуравновешенность ротора.

Динамический прогиб на критических скоростях достигает, как правило, максимальных значений, что приводит к значительному росту суммарной неуравновешенности и как следствие к усилению вибрации подшипников. Преобладающее влияние динамического прогиба на вибрацию наблюдается главным образом у роторов современных генераторов средней и большой мощности, работающих вблизи второй критической скорости. Вследствие этого критерием оценки уравниваемости роторов генераторов является амплитуда вибрации подшипников и вала на рабочей и критической скоростях вращения.

Одной из причин повышения вибрации агрегата может явиться расцентровка роторов. Влияние расцентровки на вибрацию турбин существенно зависит от степени уравниваемости роторов и носит различный характер в зависимости от типа соединительных муфт. При жестких или полужестких муфтах сболчивание муфты восстанавливает нормальную центровку роторов. При этом возникает перераспределение нагрузки на подшипники от веса соединенных роторов. Не являясь не-

посредственным источником динамических сил, возбуждающих колебания, такое перераспределение статической нагрузки изменяет параметры системы «ротор — опоры». Так, например, полная разгрузка одной промежуточной опоры увеличивает пролет вала между опорами и изменяет его критическое число оборотов, что в свою очередь может привести к приближению одной из критических скоростей к рабочей скорости вращения агрегата. Если в результате перераспределения статической нагрузки одна из опор окажется частично разгруженной, то это может способствовать возбуждению низкочастотных колебаний, вызванных неустойчивостью вала на масляной пленке при малых радиальных нагрузках на подшипник. Гибкие соединительные муфты могут компенсировать значительную расцентровку валов (до 0,3 мм) без возникновения заметной вибрации. Однако в случае загрязнения масла, отложений шлама и наличия наклепа на рабочих поверхностях подвижных элементов муфты происходит резкое увеличение коэффициента трения между этими элементами, что может привести к частичному или полному заклиниванию муфты. В этом случае соединенные роторы начинают работать со смещением центра тяжести относительно оси вращения, что является причиной возникновения вибрации.

В процессе эксплуатации расцентровки роторов или перераспределение нагрузки на подшипники возможны вследствие нарушения правильного теплового расширения цилиндров турбины. Это явление связано с заклиниванием корпусов подшипников или цилиндров на шпонках, упором в дистанционные болты, односторонним нагревом или охлаждением цилиндра и т. д.

Наряду с неравномерным обогревом цилиндров вибрация может возникнуть также вследствие неравномерного прогрева фундамента машины. Такие явления наблюдались

при эксплуатации турбин 300 МВт, у которых разность вертикальных тепловых расширений колонн фундамента достигала 2 мм.

Причиной, вызывающей неравномерный прогрев фундамента, может быть близкое расположение паропроводов, клапанов, и подогревателей, имеющих недостаточную или поврежденную изоляцию. Характерным признаком возникновения расцентровки агрегата по этой причине является постепенное нарастание вибраций в течение нескольких дней с момента пуска, поскольку, как показали наблюдения, нагрев фундамента длится несколько суток (у турбин К-300-240 до 7 суток). Для устранения вибраций, вызываемых этим явлением, необходимо тщательно изолировать находящиеся в непосредственной близости от фундамента высокотемпературные узлы и детали с установкой в наиболее обогреваемых местах водяных экранов, а также проверить и, если потребуется, провести дополнительную балансировку роторов.

Еще одной причиной возникновения вибрации при эксплуатации крупных агрегатов является просадка выхлопных патрубков турбины со встроенными в них подшипниками при наборе вакуума и от веса находящейся в водяных камерах конденсатора циркуляционной воды. Для турбин мощностью 100—300 МВт просадка опор под действием вакуума оценивается величиной порядка 0,1—0,15 мм. Эту причину можно обнаружить, замеря уровень вибрации при изменении вакуума на турбине. При этом наибольшее изменение вибраций наблюдается на подшипниках ЧНД.

На рис. 3-17 приводится зависимость поперечных колебаний заднего подшипника ЧНД от вакуума для турбины ВК-100-2. Хотя виброграмма, представленная на графике, отражает целый ряд причин, вызывающих вибрацию, в том числе и тепловую расцентровку за счет ухудшения вакуума, однако влияние

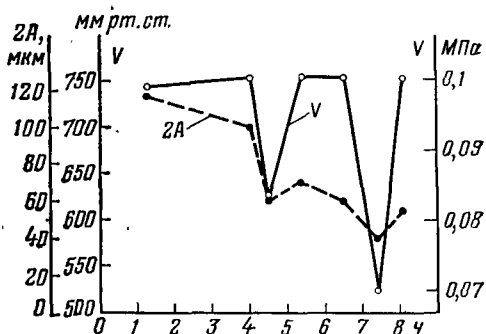


Рис. 3-17. Зависимость вибрации заднего подшипника от величины вакуума в конденсаторе.

изменения вакуума прослеживается довольно четко. Подобное влияние вакуума можно в значительной мере устранить путем установки ротора низкого давления с некоторым повышением относительно остальных валов при центровке агрегата.

При постоянной величине небаланса или расцентровки ротора увеличение амплитуды колебаний может явиться следствием уменьшения **статической жесткости** системы.

При эксплуатации турбоагрегата ослабление жесткости может быть вызвано следующими причинами:

а) ослаблением взаимного крепления составных частей опоры ротора: вкладышей, корпусов подшипников, фундаментных рам, ригелей фундамента;

б) отрывом стула подшипника от фундаментной плиты («опрокидывание» стула подшипника);

в) нарушением связи между стулом подшипника и опирающимся на него цилиндром турбины;

г) нарушением связи между цилиндром турбины и его опорами на фундаменте;

д) появлением трещин у несущих элементов фундамента.

Указанные явления могут возникнуть в результате недоброкачественного монтажа или сборки после ремонта, а также в процессе эксплуатации из-за нарушения нормальных тепловых расширений тур-

бины. Отрыв стула подшипника от фундаментной плиты также вызывается конструктивными дефектами соединения его с цилиндром турбины. Уменьшение жесткости опор может вызвать, кроме того, изменение собственной частоты колебаний системы «ротор—опоры» с приближением ее к резонансу. Вибрация, возникающая в результате ослабления жесткости опор, имеет, как правило, синусоидальную форму и обратную частоту. Иногда наблюдаются высокочастотные наложения, искажающие синусоидальность колебаний, что связано с появлением микроударов в трещинах или местах соединений конструктивных элементов. Отличительной особенностью этой вибрации является ее зависимость от температурного состояния турбины.

Надежность работы турбоагрегата во многом зависит от близости критических частот вращения системы «ротор—опоры» к номинальной частоте вращения. В случае работы ротора в области критических частот даже незначительная неуравновешенность может привести к существенному повышению уровня вибрации. Для предотвращения подобных явлений всеми заводами-изготовителями производится тщательный расчет роторов турбин и генераторов по всем собственным формам колебаний вала.

Однако выполнение расчетов весьма затрудняется из-за недостатка исходных данных о влиянии упругости масляной пленки, податливости опор и т. п. Вследствие этого действительная критическая частота вращения турбоагрегата, определяемая экспериментальным путем, иногда оказывается в значительном несоответствии с расчетной. Это приводит к тому, что на ряде турбоагрегатов рабочая частота вращения находится в области второй критической частоты, что существенно увеличивает уровень вибрации на рабочих частотах. В первую очередь это относится к генераторам, имеющим весьма большой вес ротора,

приходящийся на единицу длины вала. У этих агрегатов уже расчетная вторая критическая частота находится вблизи рабочей частоты, и, если учесть, что неточность исходных данных влияет в первую очередь на высшие критические частоты вала, можно прийти к выводу, что попадание в резонанс на рабочих частотах у этих машин весьма вероятно.

Как показывает эксперимент, для ряда генераторов отстройка действительной второй критической частоты от рабочей не превышает 4—8% (ТВ2-150-2, ТВФ-200-2, ТГВ-200), что нельзя считать удовлетворительным.

У некоторых генераторов, а также у большинства турбин вторая критическая частота лежит выше рабочих частот вращения. В этом случае существует опасность постепенного снижения резонансной частоты системы за счет уменьшения жесткости опор в процессе длительной эксплуатации турбоагрегата. Этому процессу в значительной мере способствует повышенный уровень вибрации турбоагрегата.

Рассматривая вопрос о влиянии критических частот на работу агрегата, необходимо отметить, что с переходом в крупных агрегатах на применение жестких муфт и ограниченного числа опор возрастает влияние жесткой связи между валами на критическую частоту вращения всего валопровода. Хотя критические частоты валопровода и в этом случае определяются в основном резонансными колебаниями отдельных валов, жесткая связь между роторами и отсутствие промежуточных опор вызывают дополнительные резонансы. При этом наблюдается заметное повышение критических частот валопровода относительно резонансов несвязанных роторов. Все эти обстоятельства должны быть учтены при отстройке вала от резонансной частоты вращения. По данным ряда наладочных организаций, минимально допустимая отстройка вала от резонансной частоты вращения при второй резонансной частоте должна быть не менее 10%.

Из всех причин, возбуждающих колебания турбоагрегата, наименее изученной и наиболее опасной считается низкочастотная вибрация, обусловленная потерей устойчивости вала на масляной пленке. Эти колебания относятся к разряду автоколебаний и вызываются гидродинамическими силами, возникающими

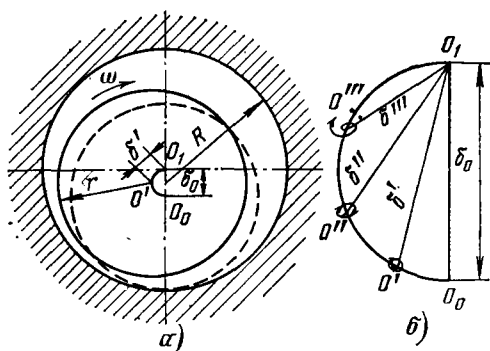


Рис. 3-18. Всплытие вала на масляной пленке подшипника.

в масляном клине подшипников, вследствие чего этот тип вибрации получил название «масляной» вибрации.

Этот вид вибрации еще недостаточно изучен, и четких представлений о причине ее возникновения нет. Эксперименты показывают, что она не связана с механической неуравновешенностью ротора, а зависит в основном от динамических характеристик масляного слоя, описывающих его упругие и демпфирующие свойства, а также от расположения оси вала относительно расточки вкладыша. Как известно, у неподвижного ротора центр цапфы располагается под центром расточки вкладыша O_1 со статическим эксцентриситетом δ_0 (рис. 3-18, а). При вращении вала между цапфой и вкладышем образуется масляный слой, на котором вал всплывает в направлении вращения. С увеличением скорости вращения центр цапфы перемещается по дуге $O-O_1$, являющейся линией подвижного равновесия цапфы, и эксцентриситет δ уменьшается. Теория и эксперименты показывают, что в случае значительного всплывания вала, когда $\delta \leq 0,7\delta_0$, вал теряет устойчивость и начинает перемещаться относительно своего равновесного положения на линии подвижного равновесия O_0-O_1 . Эти перемещения происходят по замкнутой траектории и носят название прецессии вала.

Угловая скорость этой прецессии, т. е. частота колебаний цапфы, близка к половинной частоте вращения или к первой критической скорости вала. Обычно эта частота лежит между критическими скоростями системы «ротор — опоры» в направлении ее осей максимальной и минимальной жесткости.

Прецессия может быть трех видов: затухающая, установившаяся и нарастающая (рис. 3-18, б). Первый вид прецессии (колебания в точке O') не может считаться опасным, поскольку затухающий процесс колебаний приводит центр цапфы при любом на-

чальном отклонении снова на кривую устойчивого равновесия $O-O_1$. Второй вид прецессии (колебания в точке O'') соответствует установившимся малым колебаниям цапфы вокруг положения устойчивого равновесия. Возникновение таких колебаний свидетельствует о достижении границы устойчивости, переход через которую приводит к возбуждению нарастающей прецессии (колебания в точке O'''). Нарастающая прецессия вызывает интенсивные колебания цапфы, амплитуда которых может достигнуть разрушительных величин. Колебания вала, передаваясь через масляный слой, в свою очередь возбуждают значительную низкочастотную вибрацию подшипника.

Длительный опыт эксплуатации, а также результаты эксперимента показывают, что возбуждение низкочастотных колебаний зависит в основном от температуры масла, окружной скорости шейки вала и удельного давления на подшипник. Уменьшение удельного давления на подшипник, а также увеличение вязкости масла и окружной скорости действуют благоприятно на возникновение и развитие низкочастотной вибрации.

Уменьшение удельного давления на подшипник в процессе эксплуатации может быть вызвано:

а) износом баббита нижней половины вкладыша и увеличением вследствие этого площади опоры вала;

б) уменьшением нагрузки от ротора на подшипник из-за неправильной центровки роторов, дефектов соединительных муфт или неправильного теплового расширения цилиндров;

в) неправильной очередностью открытия регулирующих клапанов, вследствие чего возникает паровое усилие, отжимающее ротор вверх и разгружающее тем самым подшипник от веса ротора.

Одной из распространенных причин, вызывающих «масляную» вибрацию в крупных агрегатах, является заниженная температура масла на входе в подшипник. Испытания, проведенные на ряде машин, выявили вполне определенную зависимость амплитуды низкочастотной

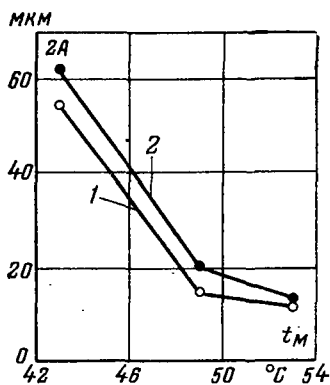


Рис. 3-19. Зависимость амплитуды низкочастотной вибрации от температуры масла. 1, 2 — номера подшипников.

составляющей колебаний подшипников от температуры масла.

На рис. 3-19 представлен график зависимости амплитуды колебаний подшипников генератора ТГВ-200 от температуры масла. Как видно из графика, увеличение температуры масла с 43 до 53°C, что соответствует изменению его вязкости примерно в 1,5 раза, снижает уровень низкочастотной вибрации в 5—6 раз.

Проблема борьбы с низкочастотной вибрацией особенно остро возникла в связи с освоением турбоагрегатов большой мощности, где высокая окружная скорость цапфы создает благоприятные условия для возникновения этого типа автоколебаний. Для решения этой проблемы в последнее время в конструкцию опорных подшипников крупных машин вносится ряд конструктивных изменений. Одним из мероприятий является уменьшение относительной длины подшипника для увеличения удельного давления на масляный клин. Вторым, весьма эффективным, мероприятием является замена цилиндрической расточки вкладышей подшипника овальной («лимонной») расточкой (рис. 3-20). При такой расточке верхний зазор в подшипнике делается примерно в 2 раза меньше бокового.

Это приводит к возникновению еще одного масляного клина, обра-

зующегося на верхней половине вкладыша. Верхний масляный клин хорошо демпфирует возникшие колебания и, кроме того, увеличивает давление на цапфу, устраняя первую причину возникновения «масляной» вибрации. Дальнейшим развитием этой идеи следует считать создание подшипников с разрезным верхним вкладышем, где удастся создать не один, а несколько масляных клиньев.

Особую группу причин, вызывающих вибрацию турбоагрегата, составляют возмущающие электромагнитные силы. Эти силы являются следствием нарушения электромагнитной симметрии генератора и существенно зависят от электрической нагрузки. На холостом ходу турбогенератора при снятом возбуждении эти силы отсутствуют, что позволяет легко отличить их от возбуждающих сил, вызванных механическими причинами.

Нарушение электромагнитной симметрии генератора может быть вызвано:

- а) витковыми замыканиями в роторе;
- б) неравномерностью воздушного зазора между статором и бочкой ротора;
- в) периодическим изменением силы магнитного притяжения между вращающимся ротором и статором, обусловленным конечным числом полюсов.

Витковые замыкания в роторе генератора являются наиболее распространенным источником колеба-

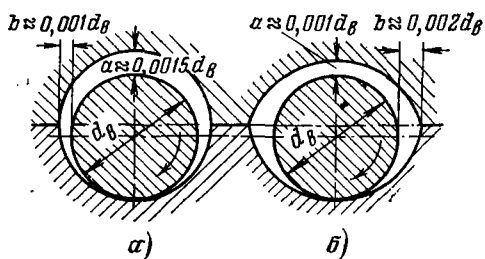


Рис. 3-20. Типы расточек вкладышей подшипников.

а — нормальная; б — «лимонная».

ний, идущих от генератора. Практика показывает, что многие генераторы работают с витковыми замыканиями в обмотке ротора. Наличие короткозамкнутых витков искажает распределение общего магнитного потока ротора, что приводит к появлению несимметричных сил притяжения ротора к статору. Эти силы всегда направлены вдоль оси полюсов и по своему характеру идентичны силам от механической неуравновешенности ротора. Односторонняя электромагнитная сила притяжения вызывает синусоидальные колебания ротора и подшипников с оборотной частотой. Вторым следствием витковых замыканий в обмотке ротора является несимметричный нагрев ротора по сечению, что может вызвать его тепловой прогиб и возбудить вибрацию чисто механического характера.

Неконцентричное расположение бочки ротора в расточке статора также приводит к появлению периодической силы, вызывающей колебания ротора и статора. Эта сила в отличие от предыдущей имеет двойную оборотную частоту. Основными причинами появления неравномерного воздушного зазора являются естественный прогиб ротора под действием собственного веса и смещение его в процессе центровки с ротором турбины. При работе генератора ротор всплывает на масляной пленке, и, кроме того, зазор может меняться вследствие вибрации ротора из-за механической неуравновешенности.

Все эти причины устранить нельзя, однако практика показывает, что в нормальных условиях эти вибрации имеют малую амплитуду и опасности не представляют. Если же активная сталь сердечника запрессована неудовлетворительно или конструкция корпуса статора не обладает достаточной жесткостью, может возникнуть значительная вибрация статора. По данным испытаний турбогенератора ТВ2-100-2 в отдельных случаях на корпусе статора и

торцевых щитах наблюдались синусоидальные колебания с частотой 100 Гц и двойной амплитудой 100—150 мкм.

Ускорения, а следовательно, инерционные силы, действующие на элементы статора при наличии подобных высокочастотных колебаний, весьма велики, и это может привести к усталостному разрушению крепящих деталей, сварных швов, труб газоохладителей и т. п. Вибрация статора еще более усиливается, если в обмотке ротора имеются короткозамкнутые витки.

Рассматривая вопросы, связанные с колебаниями статоров генераторов, нельзя не отметить еще один источник возбуждения колебаний — неравномерность сил взаимного притяжения ротора и статора по окружности.

Для двухполюсных генераторов сила взаимодействия между ротором и статором изменяется по окружности на $\pm 33\%$ среднего значения, причем максимальная сила взаимодействия превышает минимальную в 2 раза. С увеличением числа полюсов неравномерность силы притяжения ротора и статора уменьшается. Так, для четырехполюсной машины эта неравномерность по отношению к средней величине составляет $\pm 6,7\%$, а для восьмиполюсной — менее $\pm 2\%$.

Для большинства современных турбогенераторов с рабочей частотой вращения 3000 об/мин рассматриваемая возбуждающая сила имеет двойную оборотную частоту. Повышенная вибрация статора (с частотой 100 Гц) передается через фундамент подшипникам генератора, накладываясь на колебания основной оборотной частоты.

Определение причин, вызывающих вибрацию современного турбоагрегата, — задача весьма сложная. Эта работа обычно выполняется научно-исследовательскими, заводскими и ремонтными организациями, имеющими квалифицированный персонал и всю необходимую аппаратуру.

Для анализа источников повышенной вибрации снимаются характеристики: скоростные, режимные, контурные.

Скоростная характеристика (рис. 3-21) представляет собой зависимость амплитуды и фазы вибрации или отдельных ее составляющих от частоты вращения ротора. Из полигармонических колебаний обязательно выделяются основная гармоника оборотной частоты и низкочастотные составляющие. По скоростной характеристике определяют вид неуравновешенности ротора и формы вынужденных колебаний при различных частотах вращения. При помощи скоростных характеристик выявляются также нелинейные источники возбуждения повышенной вибрации.

Режимные характеристики представляют собой зависимость вибрации от режима работы машины: тепловой и электрической нагрузки, теплового состояния турбины, вакуума, температуры масла и т. д. Некоторые из этих характеристик приведены на рис. 3-17 и 3-19. Подобные характеристики позволяют определить раздельное влияние каждого из режимных факторов на вибрацию машины.

Контурные характеристики (рис. 3-22) показывают изменение вибрации по контуру исследуемого элемента, что позволяет оценить ослабление жесткости вибрирующей системы. При помощи контурных характеристик обнаруживается ослабление крепления подшипников к фундаментной плите или плиты к фундаменту. По виду характеристики могут быть выявлены такие дефекты, как глубокие трещины в элементах опоры и фундамента. В программу исследований входит также контроль ряда узлов и элементов машины, являющихся обычным источником возбуждения колебаний. Проверке подвергаются центровка роторов, состояние соединительных муфт, шеек роторов и подшипников. Если вибрационные характеристики указывают на значительную неуравновешенность ротора, вал проверяется индикатором на прогиб, после чего производится балансировка роторов. В тех случаях, когда исследованиями выявлена заметная зависимость вибрации от тока возбуждения или температуры ротора генератора, производится контроль обмотки ротора на отсутствие витковых замыканий.

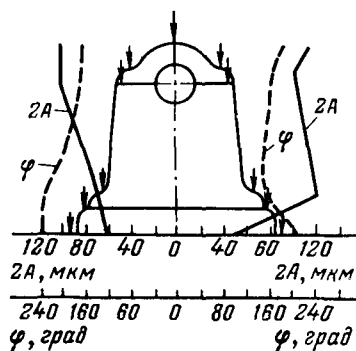


Рис. 3-22. Контурная вибрационная характеристика (стрелками указаны места замеров).

2A — двойная амплитуда колебаний; φ — угол сдвига фаз.

Отметим, что для определения причин вибрации первостепенную роль играет постоянный эксплуатационный контроль за вибрацией подшипников и других узлов агрегата. Постоянный контроль позволяет учесть целый ряд режимных факторов, непосредственно влияющих на величину вибрации, а также проследить динамику нарастания вибраций в процессе эксплуатации в течение межремонтного периода.

В заключение следует сказать, что поскольку уровень вибрации является важнейшим объективным показателем эксплуатационной надежности оборудования, нормы допустимой вибрации постоянно пересматриваются в сторону уменьшения амплитуды колебаний.

3-7. ЗАНОС СОЛЯМИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ. КОНТРОЛЬ И МЕРЫ БОРЬБЫ С ЗАНОСОМ

Необходимым условием надежной и экономичной работы паровых турбин является периодический контроль за возможным заносом солями их проточной части. Выпадение из пара твердых осадков может существенно исказить рабочий процесс расширения пара в турбине, поскольку при осаждении солей в каналах сопл и лопаток ступеней происходит перераспределение тепловых перепадов по ступеням турбины и все ступени, как занесенные, так и чистые, начинают работать в нерасчетном режиме. При этом в особо

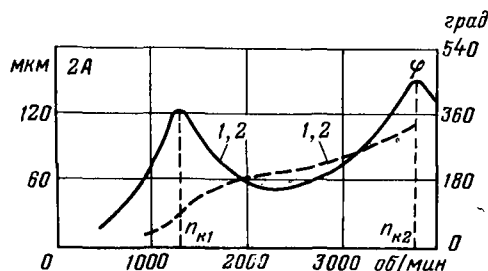


Рис. 3-21. Скоростная вибрационная характеристика.

1, 2 — номера подшипников; 2A — двойная амплитуда колебаний; φ — угол сдвига фаз.

неблагоприятных условиях находится последняя занесенная солями ступень.

Занос солями каналов сопл и лопаток приводит к сужению их сечения и как следствие этого к увеличению перепада давлений на диски и диафрагмы ступеней. Увеличение теплового перепада на диафрагмы приводит к повышению напряжений в них и увеличению утечек через диафрагменные уплотнения. Увеличение перепада на рабочих лопатках и дисках вызывает перегрузку упорного подшипника паровой турбины. Кроме того, повышение реакции ступени неизбежно вызывает увеличение утечек через разгрузочные отверстия в дисках и через бандаж рабочих лопаток. Выпадение твердых осадков в каналах сопл и лопаток увеличивает шероховатость стенок каналов, вследствие чего возрастают профильные потери обложения, особенно в головных ступенях. Занос солями лабиринтовых уплотнений приводит к уменьшению размеров камер между гребешками и ухудшению эффективности работы этих элементов. При этом могут увеличиться утечки как через концевые, так и через диафрагменные уплотнения. Все это приводит к заметному ухудшению к. п. д. турбины даже при незначительной величине солевого заноса.

По данным Донецкого отделения ОРГРЭС, отложение 1 кг солей в проточной части ЦВД турбины К-100-90 приводит к снижению к. п. д. этого отсека на 1% (абсолютный). Это приводит к повышению удельного расхода тепла турбоустановки на 0,5% или к годовому перерасходу 1500 т условного топлива. Для турбины К-300-240 1% заноса проходного сечения лишь ЦВД приводит к перерасходу 2450 т условного топлива в год.

Отложение солей в каналах сопл и рабочих лопаток уменьшает проходные сечения для пара, что при неизменном начальном давлении приводит к сокращению расхода па-

ра и снижению мощности турбины. Кроме того, при значительном заносе проточной части приходится ограничивать нагрузку из-за опасности повреждения диафрагм и упорного подшипника турбины. Солевой занос элементов парораспределения нарушает нормальную работу органов парораспределения турбины и может привести к разному турбины при заклинивании стопорных и регулирующих клапанов. Такое явление может иметь место при заносе солями штоков клапанов. Особо благоприятные условия для заклинивания имеет стопорный клапан, поскольку он длительное время находится в неподвижном состоянии. Имеются сведения о ряде аварий, связанных с разномом турбин вследствие заноса солями штоков стопорных клапанов и отказа их в работе. Хотя такие аварии, вызванные грубейшими нарушениями режима эксплуатации, в настоящее время почти не встречаются, занос солями проточной части турбин остается постоянно действующим фактором.

Соли в турбину попадают из котельного агрегата вместе с паром. Причиной солевого заноса могут быть чрезмерное напряжение зеркала испарения барабана котла, неудовлетворительная работа сепараторных устройств котла, резкие набросы нагрузки, резкий подъем уровня воды, вспенивание воды на поверхности зеркала испарения, ухудшение водного режима.

Ухудшение водного режима установки является наиболее распространенной причиной солевого заноса современных блочных турбин. Оно может явиться следствием недостаточной производительности и некачественной работы конденсатоочистки, гидравлической неплотности конденсатора, неудовлетворительного качества вторичного пара испарителей, коррозии пароводяного тракта, коррозии латунных труб конденсатора и подогревателей низкого давления, первоначальной загрязненности парового тракта.

Соли, оседающие в проточной части турбины, можно разделить на водорастворимые соли и соли, нерастворимые или плохо растворимые в воде. К первой группе относятся соединения натрия (Na_2CO_3 , Na_2SO_4 , NaCl , Na_3PO_4 , NaHCO_3), сернокислый кальций (CaSO_4), фосфаты (P_2O_5). К нерастворимым и плохо растворимым в воде относятся соединения меди (Cu_2O , CuO), железа (Fe_2O_3), кальция (CaCO_3 , CaO), магния (MgO), алюминия (Al_2O_3), кремния (SiO_2).

Для турбин низкого и среднего давления характерным является занос водорастворимыми солями. Эти соли попадают в проточную часть машины в основном за счет капельного уноса частиц жидкости с поверхности испарения. На величину уноса, помимо концентрации солей в котловой воде, оказывают влияние работа сепарирующих устройств, напряжение зеркала испарения, скорость изменения нагрузки и другие режимные факторы. Место выпадения водорастворимых солей в турбине зависит от их состава и условий работы турбоагрегата. Чаще всего эти соли выпадают в области ступеней среднего давления. Отмечалась также случаи заноса водорастворимыми солями ступеней высокого давления, однако в области влажного пара эти соли не откладываются.

С переходом на пар высоких параметров в составе солей, оседающих в турбине, увеличивается доля нерастворимых и слабо растворимых в воде соединений. Эти соединения попадают в турбину за счет молекулярного уноса, возникающего вследствие растворимости отдельных солей и окислов в сухом насыщенном паре высокого давления.

Соли, растворенные в паре, находятся в нем в состоянии равновесия, причем концентрация этих солей зависит, помимо их состава, от давления и температуры пара. В процессе расширения в турбине параметры пара изменяются и растворенные

в нем соли оказываются в перенасыщенном состоянии. В этом случае и происходит выпадение из пара солей в виде твердого кристаллического осадка.

Зона осаждения тех или иных солей в турбине определяется параметрами пара по ступеням машины, однако ввиду того, что пар проходит проточную часть турбины очень быстро (0,05—0,01 с), эти соединения будут выпадать не только по достижении предела растворимости, но и на лопатках последующих ступеней.

Анализ твердых отложений в проточной части турбины позволяет установить связь между составом выпадающего осадка и начальными параметрами пара. Если основным компонентом в отложениях турбин среднего давления были легко растворимые соли натрия, то с переходом на давление пара 8,8 МПа (90 кгс/см²) основной составляющей в твердых осадках является окись кремния (SiO_2). В блоках на давление 13,7 МПа (140 кгс/см²) наряду с кремнекислотой значительное место в твердых осадках занимает окись железа (Fe_2O_3), а в паре сверхкритических параметров появляются в больших количествах соединения меди. Эти соединения являются продуктом аммиачной коррозии латунных трубок конденсатора и подогревателей низкого давления. Занос турбины окислами меди особенно неприятен тем, что эти соединения выпадают в головной части турбины, где размеры сопел и лопаток малы и влияние отложений особенно велико.

Из числа водонерастворимых отложений своеобразной характеристикой обладают окислы железа. Растворимость их в паре уменьшается со снижением давления и увеличивается при снижении температуры. Так как в турбине процесс снижения давления сопровождается уменьшением температуры, растворимость окислов железа в процессе расширения пара в турбине изменя-

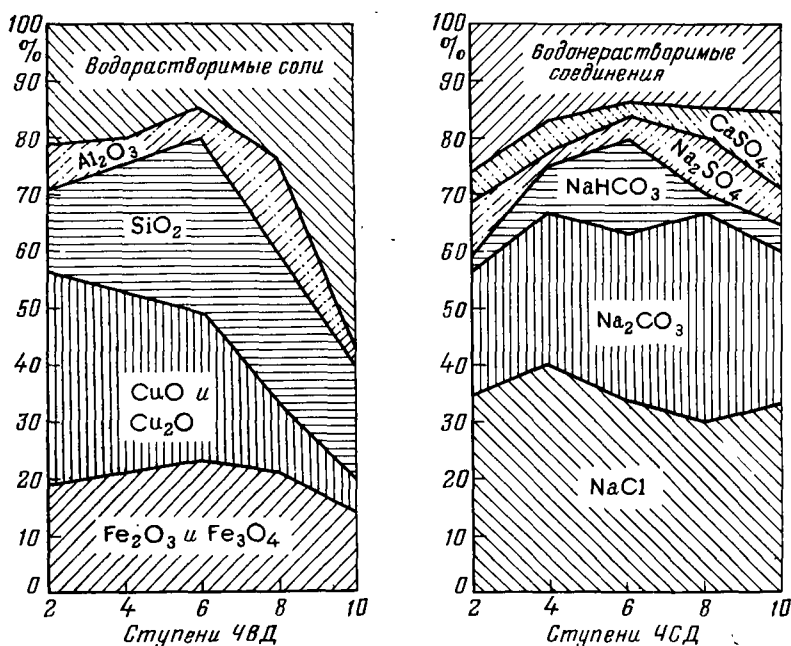


Рис. 3-23. Примерный состав отложений и их распределение по проточной части турбины сверхкритических параметров.

ется мало. Это приводит к равномерному распределению железоокисных отложений по всем ступеням турбины, работающим в области перегретого пара. Осаждение этих соединений наблюдается в основном на внутренней поверхности бандажа рабочих лопаток. Появление в осадках соединений алюминия свидетельствует о присосах сырой воды в конденсатор турбины.

На рис. 2-23 приводятся примерный состав солей и их распределение по проточной части турбины сверхкритических параметров.

Общим свойством водонерастворимых солей является способность чрезвычайно плотно соединяться с металлом турбины, что вызывает большие затруднения даже при механической очистке проточной части машины. Что касается водорастворимых солей, то они образуют более рыхлые соединения, которые сравнительно легко удаляются при механической очистке. Кроме того, в процессе частых пусков и остановок турбоагрегата происходит «самопромывка» проточной части тур-

бины, и агрегат частично очищается от водорастворимых солей.

Особые трудности в борьбе с солевым заносом возникают в установках сверхкритического давления. Это связано как с ростом давления, увеличивающим растворяющую способность пара, так и с применением прямоточной схемы котлоагрегата. Несмотря на весьма жесткие нормы солесодержания питательной воды и пара для котлов этого типа, заноса солями проточной части турбины избежать не удастся, поскольку через турбины мощностью 300 МВт и выше проходит чрезвычайно большое количество пара. Отметим также, что, несмотря на рост мощностей, размеры сопл и лопаток в головной части турбины остаются все же достаточно малыми, и осаждение твердых частиц на этих элементах оказывает существенное влияние на экономичность и надежность работы агрегата.

Для контроля за солевым заносом проточной части турбины не реже 1 раза в месяц должна производиться проверка величины давления

в контрольных ступенях при нагрузке более 50% по расходу пара. Относительное повышение давления в контрольных ступенях в процентах определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{контр}} = \frac{P_{\text{зан}} - P_{\text{чист}}}{P_{\text{чист}}} \cdot 100, \quad (3-17)$$

где $P_{\text{зан}}$ и $P_{\text{чист}}$ — давления в одних и тех же контрольных ступенях при занесенной и чистой проточной части.

Согласно ПТЭ $\Delta P_{\text{контр}}$ не должно превышать следующих величин:

Давление пара перед турбиной		Повышение давления по ступеням, %
МПа	кгс/см ²	
До 3,43	35	15
8,8	90	10
12,75	130 и выше	10 для ЦВД, 15 для ЦСД

При этом абсолютное давление в контрольных ступенях турбины не должно превышать предельных величин, установленных заводом-изготовителем.

В качестве контрольной ступени чаще всего выбирают первую нерегулируемую ступень и замеряют давление в камере регулирующей ступени. Это дает возможность контролировать все ступени после регулирующей, поскольку занос солями любой промежуточной ступени неизбежно вызовет повышение давления в камере регулирующего колеса. Однако по мере удаления занесенной ступени от места контрольного замера давления влияние заноса на показания контрольного манометра будет уменьшаться. Поэтому целесообразно иметь ряд контрольных точек для замера давления в различных ступенях ЦВД и ЦСД. Это позволяет более точно определять величину и место заноса. Определение места заноса в свою очередь дает возможность приблизительно оценить состав отложений и выбрать на основании этого способ очистки проточной части.

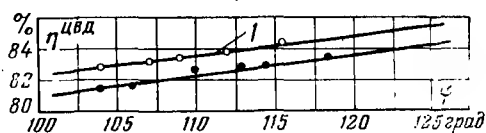


Рис. 3-24. Внутренний относительный КПД турбины К-100-90 ЛМЗ до и после промывки.

● — опыты до промывки; ○ — опыты после промывки; 1 — максимальный уровень КПД.

Все замеры давления в контрольных ступенях должны производиться при постоянных расходах пара через контролируемый отсек при номинальных начальных параметрах пара и включенных отборах. При проведении испытаний необходимо, чтобы расход воды через регенеративные подогреватели также был постоянным, поскольку это обеспечивает постоянный расход пара в регенеративные отборы. Это положение особенно касается турбин с регулируемыми отборами пара, поскольку у конденсационных турбин расход воды через систему регенерации определяется только электрической нагрузкой агрегата. При постоянстве расхода воды через систему регенерации сравнительные измерения давления в контрольных ступенях можно производить при одинаковых углах поворота кулачкового вала системы парораспределения или одинаковых подъемах клапанов с индивидуальными сервомоторами.

В последнее время были рекомендованы более точные способы определения солевого заноса, разработанные Донецким отделением ОРГРЭС [39]. По этому методу занос проточной части, работающей в области перегретого пара, может выявляться путем периодического определения внутреннего относительного к. п. д. различных отсеков. Для этого при постоянных расходах пара или постоянном положении регулирующих клапанов производится замер давлений и температур до и после контролируемого отсека. Внутренний относительный к. п. д. отсека определяется путем нанесения процесса на $i=S$ диаграмму.

На рис. 3-24 представлены графики внутренних относительных к. п. д. ЦВД турбины К-100-90 при чистой и занесенной проточной части. По оси абсцисс отложен угол поворота кулачкового вала системы парораспределения.

Предложенный метод позволяет выявлять весьма умеренные заносы, которые недоступны определению методом замеров давления в контрольных ступенях турбины.

Одним из признаков заноса проточной части турбины солями и другими отложениями является увеличение температуры колодок упорного подшипника. При значительных заносах повышается также температура сливного масла с упорного подшипника.

Для поддержания на высоком уровне экономичности турбоагрегата необходима систематическая очистка проточной части турбин от отложений.

В практике эксплуатации нашли применение четыре способа очистки проточной части турбин:

а) механический способ при остановленной и вскрытой турбине;

б) промывка горячей водой при вращении ротора турбины на валоповороте;

в) промывка влажным паром на оборотах при отключенной от сети турбине;

г) промывка влажным паром под нагрузкой.

Все перечисленные способы могут сочетаться с химическими методами удаления отложений.

Способ механической очистки может быть применен на остановленной и вскрытой турбине. Очистка сопл и лопаток производится скребками, металлическими щетками, иаждачным полотном. Кроме этих ручных операций, может быть применена продувка каналов сопл и лопаток воздухом с тоиким сухим песком или золой, промывка горячим конденсатом из брандспойта. Для удаления водонерастворимых соединений, особенно плотно соединяющихся с металлом, практикуется помещение диафрагм в ванны со слабым раствором кислот и щелочей (с последующей пассивацией и промывкой). Аналогично может быть обработан и лопаточный аппарат. Для очистки проточной части от окислов меди производится обработка поверхностей смесью раствора аммиака и карбоната аммония при температуре 75—80°C. Однако все эти мероприятия связаны с остановом турбины и вскрытием цилиндров. Поэтому такой метод может быть применен только во время капитальных ремонтов, когда производится вскрытие цилиндров для ремонтных работ.

При текущих ремонтах, не связанных с вскрытием цилиндров, можно производить

промывку проточной части путем подачи в корпус турбины горячего конденсата. Ротор турбины при этом должен вращаться от валоповорота. Горячий конденсат заливается до расточек уплотнений. При наличии отложений, состоящих из кремнекислоты, дается присадка едкого натра. Если лопатки выполнены из аустенитной стали, то в качестве присадки применяется тринатрийфосфат.

При наличии железистых и медистых отложений промывку производят раствором гидразина и трилона Б (двунариевая соль). Такой способ промывки требует незначительного расхода химикатов, однако у него имеется и большое количество отрицательных моментов. Прежде всего такую промывку нельзя применять часто, поскольку это связано с длительным выводом агрегата из работы, поэтому этот метод может быть рекомендован только при останове турбины на длительный срок (ремонт, проведение наладочных работ, вывод в холодный резерв и т. д.). При недостаточном контроле за режимом промывки вода из корпуса турбины по валу может попасть в подшипники и обводнить масло. Это особенно опасно при химической промывке. Однако важнейшим недостатком такого способа очистки проточной части является то, что в этом случае верхние половины диафрагм не промываются.

В настоящее время разработаны более совершенные и современные способы очистки проточной части турбины — промывки влажным паром на оборотах. При таком способе эффективность промывки значительно возрастает за счет наличия такого важного фактора, как механическое воздействие струи влажного пара на элементы проточной части турбины. При промывке турбины на оборотах сопла и лопатки омываются потоком влажного пара, имеющего высокую скорость. Процесс растворения солей при этом идет весьма интенсивно. Высокая скорость пара также интенсифицирует химическую промывку проточной части при добавке в пар химических растворителей.

Промывка турбины на пониженных оборотах с отключением генератора от сети проводится, как правило, при химической очистке проточной части, так как малый расход пара позволяет создать подходящую концентрацию реагентов в паре при достаточно умеренном их расходе.

В качестве реагентов обычно применяются щелочи и гидразингидрат. Частота вращения, при которой работает турбина, составляет от 1800 до 2500 об/мин. Пар, поступающий в турбину, должен иметь температуру насыщения или слабую степень перегрева.

В установках неблочного типа понижение температуры пара и его увлажнение производится путем впрыска питательной воды в главный паропровод с помощью специального увлажнительного устройства. В блочных установках необходимое состояние пара достигается за счет снижения тепловыделения в топке и использования всех имеющихся эксплуатационных и аварийных впрысков. Давление пара перед стопорным клапаном определяется из условий полного открытия всех регулирующих клапанов турбины.

Метод промывки на пониженных оборотах может также применяться при промывке турбоагрегата от постороннего источника пара.

Промывка влажным паром блочных турбин с промперегревом имеет важный недостаток: соли, вымытые из ЦВД, частично оседают в промежуточном перегревателе. При дальнейших пусках они выносятся в ЦСД, засоряя проточную часть, а частично остаются в промперегревателе, увеличивая опасность перегрева труб. По этой причине после промывки турбины возникает необходимость в промывке промежуточного пароперегревателя. Это создает дополнительные трудности и увеличивает время вывода блока из нормальной эксплуатации. В особо неблагоприятных условиях в этом отношении находится блок с однокорпусным котлом. Для промывки пароперегревателя в этом случае необходима остановка турбины.

Известен метод промывки турбины влажным паром с отсеченным вторичным пароперегревателем [21]. Для этого между холодной и горячей ниткой промперегрева врезается линия, по которой загрязненный пар во время промывки поступает в ЦСД, минуя вторичный пароперегреватель. Работа

котла в этом случае уже невозможна, и пар на промывку поступает от постороннего источника. Таким источником может быть деаэрактор блока, питаемый от станционной паровой магистрали через РОУ.

На рис. 3-25 представлена схема промывки турбогенератора мощностью 150 МВт от деаэрактора давлением 0,588 МПа (6 кгс/см²). Условия такой промывки весьма стабильны, поскольку давление перед турбиной поддерживается автоматически регулятором давления, а температура пара равна температуре насыщения при данном давлении. Этим же способом можно проводить и химическую промывку турбины.

При таком начальном давлении турбина не может нести электрическую нагрузку и работает на пониженном числе оборотов. По этому же принципу проводится промывка турбин от потухших котлов.

Самым распространенным в настоящее время методом промывки является промывка влажным паром под нагрузкой. В этом случае турбина не только не отключается от параллельной работы, но и несет часть нагрузки (до 25—30%), что увеличивает ее степень готовности и облегчает покрытие дефицита мощности в энергосистеме. Кроме того, большое количество влажного пара, проходящего через турбину, увеличивает интенсивность промывки проточной части.

Промывка турбин влажным паром под нагрузкой применяется в настоящее время повсеместно, независимо от типа турбины и параметров пара. При таком способе промывки наиболее эффективно вымываются водорастворимые соли. Однако, как показывает практика, попутно удаляется и часть водонерастворимых соединений, таких, как кремнекислота и даже окислы железа. Это объясняется тем, что после того, как водорастворимые соли, сцементировавшие все отложения в монолитную массу, вымываются, оставшиеся осадки становятся пористыми, хрупкими и могут механически удаляться струей пара. Кроме того, при расхолаживании турбины происходит растрескивание отложений за счет разности коэффициентов линейного расширения твердого осадка и металла. Это также облегчает механический унос нерастворимых

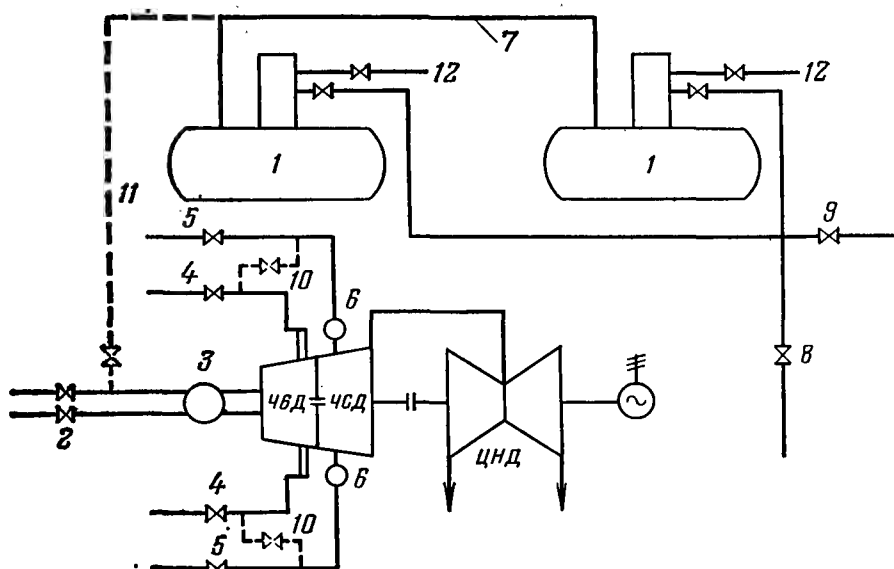


Рис. 3-25. Схема промывки блока К-150-130 от деаэратора.

1 — деаэратор; 2 — ГПЗ; 3 — стопорный клапан; 4 — линия холодного промпрегрева; 5 — линия горячего промпрегрева; 6 — отсежные клапаны промпрегрева; 7 — уравнительная паровая линия деаэраторов; 8 — подвод пара от отбора турбины; 9 — подвод пара от РОУ соседнего блока; 10 — переключки между линиями холодного и горячего промпрегрева; 11 — линия подачи пара для промывки турбины от деаэратора; 12 — линии основного конденсата (пунктиром обозначены вновь смонтированные линии и арматура).

соединений. При большом количестве в отложениях солей натрия высокая щелочность пара связывает кремнекислоту, образуя водорастворимые соединения вида силиката натрия, которые могут быть вымыты наряду с остальными водорастворимыми солями.

Промывка проточной части может производиться при пуске турбины, при останове и при нормальной работе агрегата, когда на время промывки мощность снижается, а затем после промывки восстанавливается до прежнего уровня. При остановке в капитальный ремонт также следует промыть турбину, поскольку это облегчит последующую очистку проточной части механическим способом.

Перевод турбин из нормального термического состояния на режим промывки является весьма ответственной операцией, поскольку при этом требуется тонко регулировать температуру пара, чтобы исключить тепловые удары и забросы влаги в паропровод. Избежать тепловых

ударов при работе на насыщенном и влажном паре особенно сложно, поскольку пар в таком состоянии имеет очень высокий коэффициент теплоотдачи. Неправильный режим расхолаживания, резкие колебания температуры могут привести к чрезмерному укорочению ротора, короблению корпуса, нарушению плотности фланцевых соединений и другим явлениям, характерным для форсированного охлаждения турбины.

Особенно осторожно следует вести режим расхолаживания с понижением температуры пара для турбин сверхкритических параметров пара. Здесь необходимо еще учитывать изменение температуры за счет эффекта дросселирования пара в дроссельном органе. При переходе на режим с пониженным давлением пара перед турбиной температура пара за ГПЗ снижается значительно интенсивней, чем за котлом. С учетом этого обстоятельства ОРГРЭС рекомендует принимать для турбин сверхкритического давления скорость снижения температуры пара

до ГПЗ в пределах $0,2—0,25^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ и $0,5^{\circ}\text{C}/\text{мин}$ для пара промежуточно-го перегрева.

В установках на докритические параметры эти скорости могут быть повышены, однако и здесь следует соблюдать большую осторожность. Ни в коем случае нельзя допускать в процессе промывки пропаривания фланцев. Поскольку в это время пар сильно загрязнен, на поверхности фланцев могут остаться твердые отложения, и это не позволит восстановить герметичность фланцевого соединения после окончания промывки.

Режим расхолаживания необходимо вести также по показаниям приборов, контролирующих температурное состояние и термические расширения узлов турбоагрегата. При этом не следует ориентироваться на предельно допустимые значения контролируемых величин, поскольку в режиме расхолаживания могут иметь место значительные колебания температуры. Опыт проведения промывок турбин доказывает возможность расхолаживания агрегата с весьма умеренными разностями температур по толщине стенки корпуса, ширине фланцев, верхней и нижней образующих цилиндра и т. п. При этом температура колодок упорного подшипника также соответствует норме. В большинстве случаев единственной величиной, ограничивающей скорость снижения температуры, является относительное укорочение ротора ЦВД.

При достижении перед турбиной требуемых температуры и давления пара устанавливается необходимый расход пара, при котором все регулирующие клапаны открываются. Это является необходимым условием качественной промывки проточной части. Таким образом, расход пара и электрическая нагрузка турбины будут определяться начальным давлением пара перед турбиной. При увеличении начального давления (при соответствующей температуре пара) увеличится нагрузка тур-

бины, а также эффективность ее промывки. С точки зрения безопасной работы турбоагрегата промывку следует проводить при нагрузках, не превышающих 30% номинальной, чтобы в случае отключения генератора защитой не произошел гидравлический удар из-за увеличения содержания воды в паре.

Длительность промывки определяется результатами химического анализа проб пара и воды, взятых в различных точках теплосилового цикла.

Вынос солей из проточной части турбины определяется для ЦВД — как разность между солесодержанием пара в холодной нитке промперегрева и острого пара; для ЦСД и ЦНД — как разность между солесодержанием конденсата и пара в горячей линии промперегрева.

Разница между солесодержанием пара в горячей и холодной нитке промежуточного перегрева позволяет судить о заносе или выносе солей из вторичного пароперегревателя. Значительный занос ЦВД турбины водорастворимыми солями приводит к интенсивному выносу солей в промежуточный пароперегреватель, где они оседают, о чем свидетельствует уменьшение солесодержания пара в горячей нитке промперегрева.

При резком загрязнении конденсата в начальной стадии отмывки весь конденсат сбрасывается в циркуляционный водовод. При понижении солесодержания конденсата его направляют на очистку.

Режим промывки ведется до тех пор, пока солесодержание пара или конденсата после отмываемого участка не приблизится к солесодержанию пара на входе в этот отсек. Общее время промывки турбоагрегата в зависимости от конструкции турбины, характера заноса проточной части и режима промывки может составлять от 4 до 12 ч.

В начальной стадии эксплуатации энергоблоков на закритические параметры вследствие неудовлетворительного водного режима основ-

ную массу осадков в проточной части турбин составляли водорастворимые соли. Эти соединения легко вымывались при промывках турбин влажным паром, а также путем «самопромывки» при пусках и остановках блоков. В настоящее время, когда водный режим на установках сверхкритических параметров в основном стабилизировался и стал отвечать нормам ПТЭ, основными компонентами твердых отложений, выпадающих в проточной части турбины (особенно в ЦВД), стали водонерастворимые соединения, такие, как окислы меди и железа.

В этих условиях промывки турбин влажным паром становятся малоэффективными, и на повестку дня встает вопрос о применении химических промывок. Химический реагент, вводимый в проточную часть турбины вместе с влажным паром, должен отвечать целому ряду требований. Он должен быть достаточно активным в малой концентрации, безопасным в обращении, дешевым и не обладать агрессивными свойствами по отношению к материалам турбины и конденсатора. В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют гидразин (N_2H_4) и пиперидин ($C_5H_{11}N$).

Гидразин, являясь хорошим восстановителем, переводит окислы железа и меди в формы низшей валентности, легко удаляемые потоком влажного пара. Особенно эффективно действие этого соединения при высокой щелочности пара. Рекомендуемая концентрация гидразина в паре около 10 мг/кг.

Хорошие результаты дает промывка проточной части пиперидином ($C_5H_{11}N$). Первые же опыты по использованию этого моющего средства показали его высокую эффективность. Пиперидин позволяет переводить окислы меди и железа в рыхлые соединения, легко удаляемые воздействием потока влажного пара. Свойствами этого вещества обуславливается перевод отложений кремниевой кислоты в водораство-

римые соединения. Кроме того, имеются основания считать, что при промывке пиперидином на поверхности сопл и лопаток образуется защитная пленка, уменьшающая прилипание отложений, вследствие чего дальнейший занос проточной части замедляется. Проверка на коррозионную стойкость конструкционных сталей и латуни показала, что пиперидин не агрессивен к этим материалам. Рекомендуемая концентрация пиперидина в паре около 20 мг/кг.

На рис. 3-26 представлена схема химической промывки под нагрузкой турбины К-300-240 с обозначением элементов тепловой схемы, основной водопарозапорной арматуры и мест отбора проб.

Турбина работает при давлении 4,9—5,88 МПа (50—60 кгс/см²) с температурой пара перед ЦВД порядка 270—275°C, что обеспечивает влажность пара на входе около 2%. Пар после промперегревателя имеет 10—20°C перегрева. При полностью открытых регулирующих клапанах турбина несет нагрузку 50—55 МВт. Котел работает по прямоточному принципу с закрытой разделительной задвижкой на одном корпусе, ПВД по пару отключены, а ПНД включены. Основной конденсат после турбины отводится на блочную обессоливающую установку, где он очищается и возвращается обратно в схему. При высокой концентрации в конденсате железа, меди и кремниевой кислоты конденсат сбрасывается в циркуловод, а подпитка блока осуществляется из бака запасного конденсата.

Промывка турбины сначала ведется на влажном паре до полной стабилизации режима, после чего включается дозаторная установка для подачи пиперидина в линии пусковых впрысков.

На рис. 3-27 представлена динамика процесса вымывания отложений из проточной части ЦВД турбины К-300-240. Как видно из графика, промывка влажным паром, проводимая в течение 3—3,5 ч, оказа-

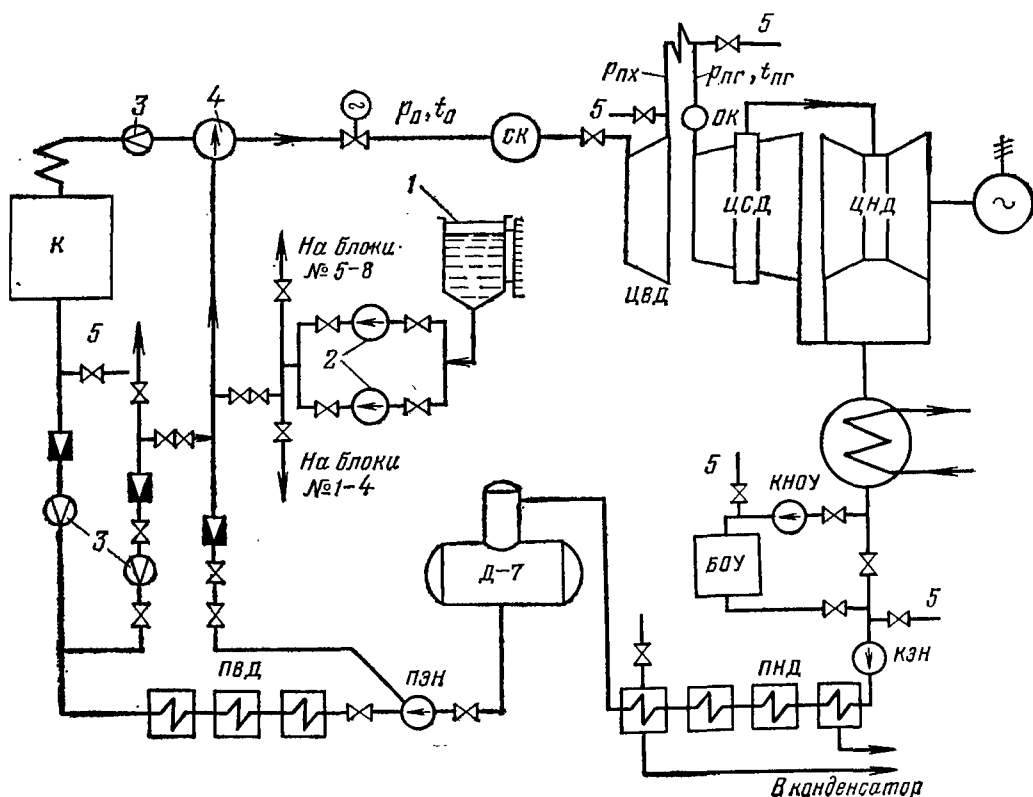


Рис. 3-26. Схема химической промывки турбины К-300-240 под нагрузкой.
1 — мерный бак; 2 — насосы-дозаторы; 3 — измерительные шайбы; 4 — штатный впрыск; 5 — отборы пробы.

лась неэффективной и вынос отложений из турбины начался только после ввода реагента. Это объясня-

ется тем, что в данном случае в состав отложений входили в основном водонерастворимые соединения, ко-

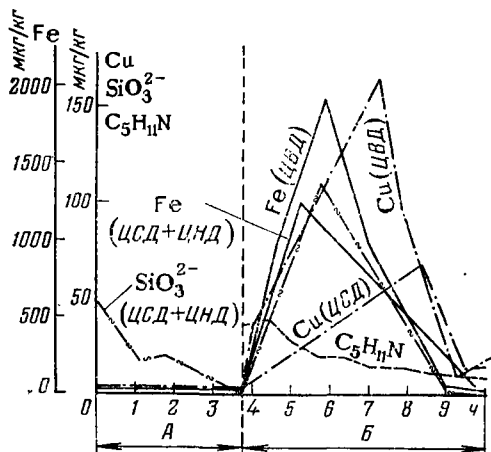


Рис. 3-27. График вымывания отложений из проточной части турбины.
А — промывка влажным паром; Б — химическая промывка.

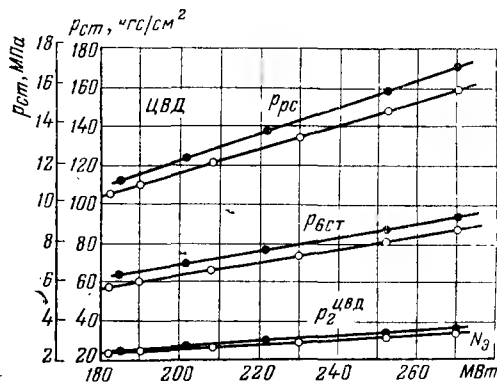


Рис. 3-28. Давления в контрольных ступенях турбины до и после химической промывки.
● — до промывки; ○ — после промывки; $p_{p.c}$ — давление за регулирующей ступенью; $p_{6ст}$ — давление за шестой ступенью ЦВД; $p_{2ЦВД}$ — давление за цилиндром высокого давления.

торые в отсутствие солей натрия практически не вымываются влажным паром.

После химической промывки рекомендуется промыть турбину в течение 1—1,5 ч влажным паром для отмывки всего пароводяного тракта от пиперидина, после чего нормальный режим работы турбоагрегата может быть восстановлен.

Некоторые результаты промывки одной из турбин К-300-240 представлены на рис. 3-28 и в табл. 3-8. На рис. 3-28 приведены графики изменения давления в контрольных ступенях до и после химической промывки проточной части турбоагрегата. В табл. 3-8 приводятся данные по результатам промывки, полученные после вскрытия цилиндров турбины.

Таблица 3-8

Ступени ЦВД	Количество отложений	
	до промывки, г/ступень	после промывки, г/ступень
№ 6	280	15,96
№ 8	682	0
№ 10	261	1,93
№ 12	107	0

Разработка методов химической промывки и внедрение новых моющих средств позволяют вполне удовлетворительно решить проблему удаления водонерастворимых солей из проточной части турбин. Широкое внедрение этих методов в практику позволит улучшить экономические показатели современных мощных энергоблоков и увеличить надежность их работы.

3-8. ПРИМЕНЕНИЕ УПРАВЛЯЮЩИХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИН (УВМ)

Современный энергетический блок котел — турбина — генератор представляет собой весьма сложный комплекс согласованно действующих основных агрегатов и их вспомогательных механизмов. Управление подобным агрегатом требует очень

высокой квалификации и внимательности обслуживающего персонала. Особенно трудные эксплуатационные условия возникают в периоды пуска и останова агрегата, его глубоких разгрузок, а также при аварийных ситуациях, когда требуется почти одновременное воздействие на многие управляющие органы с учетом большого количества поступающей информации.

В этих условиях вполне возможны ошибочные действия обслуживающего персонала, вызванные недостаточной подготовленностью, утомлением, избытком информации. Необходимость контроля большого числа параметров приводит к созданию громоздких щитов управления с множеством приборов, визуальное наблюдение за показаниями которых даже при нормальном режиме работы затруднено.

В процессе эксплуатации агрегата необходимо получать периодическую отчетную информацию технического и экономического характера. Это связано с обслуживанием большого количества самопишущих приборов, включая последующую обработку графического материала и составление отчетности. Условия максимальной экономичности энергоблоков требуют оптимизации режима работы всех агрегатов и механизмов, составляющих блок, а также всего энергоблока в целом. Для создания оптимального режима работы требуется непрерывный и быстрый анализ множества параметров и показателей энергоустановки, что явно не под силу самому квалифицированному оперативному персоналу. Все это убеждает в необходимости создания единой централизованной всережимной системы управления энергоблоком с передачей ей всех функций оператора.

На современном этапе развития техники такие функции может на себя взять электронная вычислительная машина, выполненная на базе цифровых и логических элементов. Надежность и быстроедействие со-

временных электронных вычислительных машин позволяет им не только вести всережимную безопасную эксплуатацию оборудования блока, но и выполнять ряд дополнительных функций, таких, как печать основных параметров, печать отклонившихся от нормы величин, подсчет экономических показателей, составление первичной отчетности и т. д.

Однако создание такой комплексной вычислительной машины, сочетающей в себе функции управления, контроля и информации, — задача весьма сложная. Необходимо также учитывать высокую стоимость подобной машины. Поэтому наряду с универсальными УВМ широко разрабатываются машины более узкой специализации, выполняющие либо только пусковые операции (см. гл. 2), либо информационно-вычислительную работу.

В СССР работы по внедрению вычислительной техники на тепло-

вых электростанциях ведутся с 1960 г. За это время разработан ряд универсальных управляюще-вычислительных комплексов («Сириус», «Комплекс», «М-7», «Днепр») и информационно-вычислительных машин (ИБ-500). Каждая система разрабатывалась применительно к определенному типу энергетического оборудования.

В табл. 3-9 приведены основные характеристики ряда систем автоматического управления, находящиеся в настоящее время на разной стадии внедрения.

Система управления «Комплекс» предусматривает выполнение как информационных функций, так и функций управления блоком котел — турбина — генератор.

Основным элементом системы является цифровая вычислительная машина. Информационная часть УВМ осуществляет циклический опрос параметров со скоростью 2000 точек в секунду, их преобразование,

Таблица 3-9

Мощность блока, МВт	Топливо	Характеристика основного оборудования	Система автоматического управления
200	Уголь	Барабанный котел $p_0=13,74$ МПа (140 кгс/см ²) $t_0=570/570^\circ\text{C}$	УВМ типа «Комплекс» в качестве центрального органа управления, регулирования и контроля. Независимая система защиты
500	"	Двухкорпусный прямоточный котел $p_0=25,0$ МПа (255 кгс/см ²) $t_0=565/570^\circ\text{C}$	То же
200	"	Прямоточный котел $p_0=13,74$ МПа (140 кгс/см ²) $t_0=570/570^\circ\text{C}$	УВМ типа М-7 с ограниченными функциями по управлению. Независимая система контроля, регулирования и защиты
800	"	Двухкорпусный прямоточный котел $p_0=25,0$ МПа (255 кгс/см ²) $t_0=565/570^\circ\text{C}$ Турбина двухвальная	То же
200	"	Барабанный котел $p_0=13,74$ МПа (140 кгс/см ²) $t_0=570/570^\circ\text{C}$	УВМ типа «Днепр» и функциональные логические устройства. Независимая система контроля и защиты
300	Уголь, газ, мазут	Двухкорпусный прямоточный котел $p_0=25,0$ МПа (255 кгс/см ²) $t_0=565/570^\circ\text{C}$	Информационно-вычислительная машина ИБ-500

обработку, сравнению с уставками, вычисление технико-экономических показателей, печать результатов вычислений и ряда исходных параметров. Кроме того, предусмотрены световая сигнализация отклонений параметров и их регистрация.

Помимо осуществления сплошного циклического контроля, машина позволяет выполнять избирательный контроль по вызову. Управляющая часть системы «Комплекс» предусматривает автоматический пуск и

останов блока; выполнение переключений, связанных с изменением нагрузки или частичным выходом из строя оборудования; автоматическое регулирование основных параметров блока во всех режимах его работы; оптимизацию режима работы оборудования путем изменения параметров регулирования и рабочей схемы. Функции аварийной защиты оборудования выполняются независимой системой. На рис. 3-29 представлена структура системы управления бло-

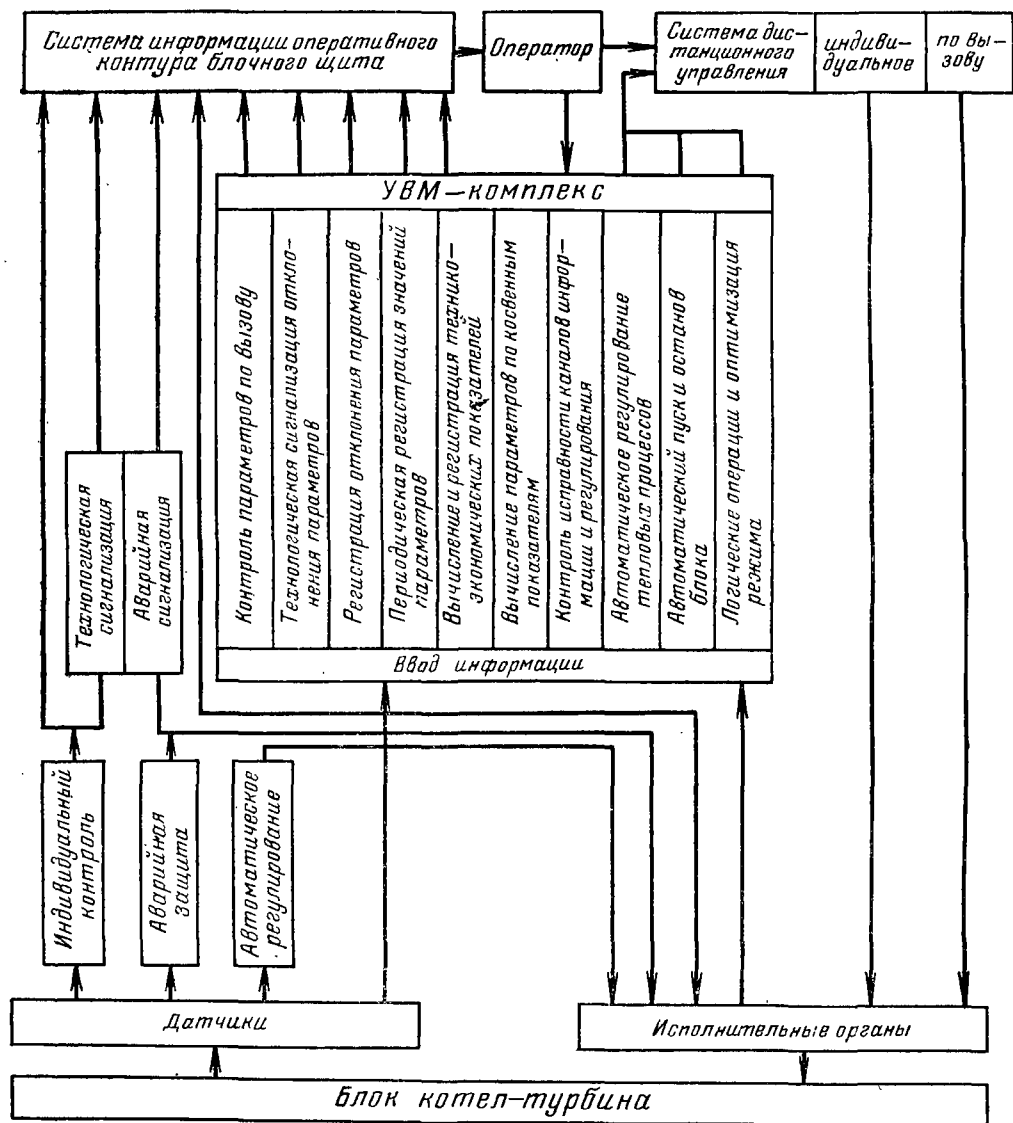


Рис. 3-29. Структура системы управления блоком 500 МВт.

ком 500 МВт, осуществленная на базе УВМ типа «Комплекс».

Управляющая вычислительная машина М-7 обладает ограниченным объемом функций управления. Автоматическое управление, осуществляемое машиной, ограничивается пуском и остановом блока. Пуски блока могут быть произведены как из холодного, так и из горячего состояния. Остановы блока могут также производиться по различным программам: с полным и частичным охлаждением. Отличительной особенностью машины М-7 является выполнение основных устройств информационной части системы независимыми от УВМ.

Информационная часть машины М-7 осуществляет обработку вводимых в нее параметров, рассчитывает основные технико-экономические показатели и печатает результаты этих расчетов на цифропечатающем устройстве. Машина осуществляет контроль за отклонением параметров за допустимые пределы, сигнализирует эти отклонения и регистрирует отклонившиеся параметры на цифропечатающем устройстве.

Информационно - управляющая система «Сириус» базируется на использовании вычислительной машины «Днепр» и построена по иерархическому принципу. Основная роль в управлении блоком возложена на автономные логические вычислительные управляющие устройства-автоматы. На вычислительную машину возлагаются в основном функции координации действия автоматов. Система управления блоком отличается многоступенчатой структурой и предусматривает автоматическое, полуавтоматическое и ручное управление блоком.

При автоматическом управлении координация и контроль действия автоматов, а также управление рядом объектов осуществляются вычислительной машиной. Задачей оператора в этом случае является наблюдение за работой схемы и ходом процессов.

При полуавтоматическом управлении управление отдельными технологическими участками осуществляется логическими вычислительными автоматами. На оператора в этом случае возлагаются функции корректирования действия автоматов и дистанционного управления отдельными объектами, не управляемыми автоматически. С переходом на ручное управление управление блоком осуществляется оператором с помощью органов дистанционного управления, при этом сигнализация положения объектов управления производится на мнемосхеме пульта управления блоком.

Разделение блока на технологические узлы, каждым из которых управляет свой автомат, произведено с учетом получения минимальных функциональных связей между отдельными устройствами. В соответствии с этим предусматривается установка отдельных автоматов для управления питанием котла водой, горением, управления турбиной и др.

Центральным координирующим и управляющим органом является электронная цифровая вычислительная машина «Днепр-2», оснащенная специальными блоками ввода и вывода. В функции вычислительной машины входят включение и отключение автоматов, координация и контроль их работы, логическое управление объектами, не подчиненными автоматам, изменение заданий автоматам, вытекающее из изменения хода технологического процесса, не предусмотренного их программами.

Информационно-вычислительная часть системы производит сбор и обработку информации, вычисление технико-экономических показателей с регистрацией результатов, контроль достоверности информации, поступающей от датчиков (путем анализа и сопоставления различных параметров), контроль отклонений параметров, сигнализацию и регистрацию этих отклонений.

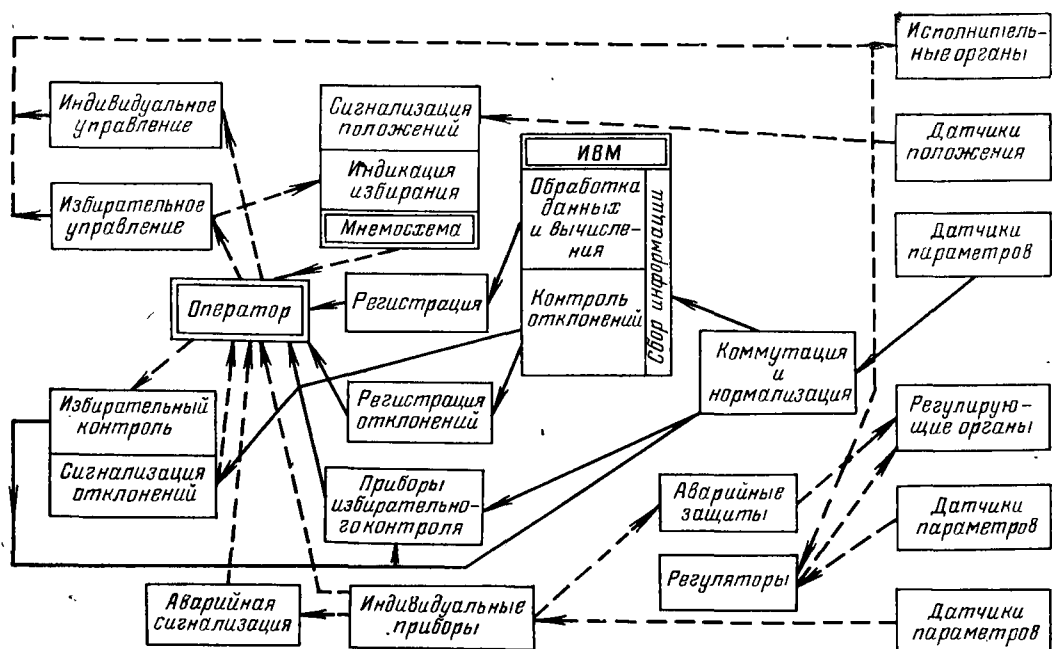


Рис. 3-30. Структурная схема организации управления и контроля блока 300 МВт с информационно-вычислительной машиной ИВ-500.

Важную роль в развитии автоматического управления энергоблоками играют информационно-вычислительные машины, не несущие функций управления. Эти машины, являющиеся более простыми и дешевыми по сравнению с информационно-управляющими машинами, должны рассматриваться как первая ступень комплексной автоматизации всего технологического процесса блочной установки. Кроме того, эти машины могут найти широкое распространение в установках неблочного типа, а также в порядке модернизации уже работающих блоков.

Одной из модификаций таких машин является установка ИВ-500, разработанная для блоков мощностью 300 МВт. Структурная схема управления и контроля блока на базе этой машины приведена на рис. 3-30.

Машина производит циклический опрос датчиков, сигнализацию отклонения контролируемых параметров за заданные пределы, регистрацию отклонившихся параметров, об-

работку полученной информации и вычисление технико-экономических показателей блока. Результаты обработки и вычислений периодически фиксируются цифropечатающим устройством.

В ИВМ предусмотрена также возможность избирательного контроля любого из контролируемых параметров на многошкальных показывающих приборах. Основными особенностями ИВ-500 являются работа этой машины со стандартными датчиками теплотехнического контроля (термопарами, термометрами сопротивления и т. д.) и осуществление избирательного контроля непосредственным подключением многошкальных приборов к датчикам (помимо центральных устройств ИВМ), что в значительной мере повышает надежность системы.

Машина ИВ-500 осуществляет контроль более 80% параметров, характеризующих работу блока. Остальные параметры контролируются индивидуальными приборами, от контактных устройств кото-

рых осуществляются аварийная сигнализация и защита. Информация от индивидуальных приборов и устройств вывода информации поступает к оператору, осуществляющему дистанционное управление всеми элементами блока.

Определение экономической эффективности от применения вычислительной техники для автоматизации тепловых электростанций в настоящее время крайне затруднено из-за отсутствия достоверных эксплуатационных и статистических данных. Нет также единой методики

расчета определения эффективности использования УВМ. Однако общая оценка, произведенная на основе сопоставления ориентировочных затрат на установку средств вычислительной техники и экономии, которая может быть получена после внедрения новых средств автоматизации, показывает, что окупаемость такой системы управления составляет от 3,5 до 5 лет. Внедрение в энергетику вычислительной техники является закономерным и необходимым явлением, лежащим в основе современного технического прогресса.

Глава четвертая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЭЛЕМЕНТОВ ЗАЩИТЫ ТУРБОАГРЕГАТА

Качественная эксплуатация элементов системы регулирования и защиты турбины является залогом экономичной и безаварийной работы турбоагрегата.

Современные турбоагрегаты обладают весьма сложной и совершенной системой регулирования и защиты, что обеспечивает при правильной ее эксплуатации полную надежность и безопасность работы.

Основной задачей системы регулирования паровой турбины является поддержание на заданном уровне параметров отпускаемой потребителю электрической и тепловой энергии. Кроме того, система регулирования должна предохранять турбину от аварийных режимов, дублируя наиболее важные органы защиты. Согласно ПТЭ система регулирования должна удовлетворять следующим требованиям:

а) устойчиво выдерживать заданные электрическую и тепловую нагрузки и удерживать турбину на холостом ходу при номинальной частоте вращения и полностью открытых запорных задвижках и стопорных клапанах;

б) обеспечивать при изменении нагрузки плавное (без толчков) перемещение регулирующих клапанов;

в) удерживать частоту вращения ротора, не вызывающую срабатывания автомата безопасности при мгновенном сбросе до нуля нагрузки, соответствующей максимальному расходу пара;

г) степень неравномерности регулирования турбины должна быть равна $4,5 \pm 0,5\%$, степень нечувствительности — не более $0,3\%$ для турбин мощностью 50 МВт и выше и $0,5\%$ для турбин меньшей мощности; местная степень неравномерности не ниже 2,5 и не выше 6% .

4-1. ХАРАКТЕРИСТИКИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Качественную оценку работы системы регулирования в целом дают две характеристики: статическая и динамическая.

Динамическая характеристика оценивает работу системы регулирования в переходном процессе и представляет собой график изменения частоты вращения турбины с момен-

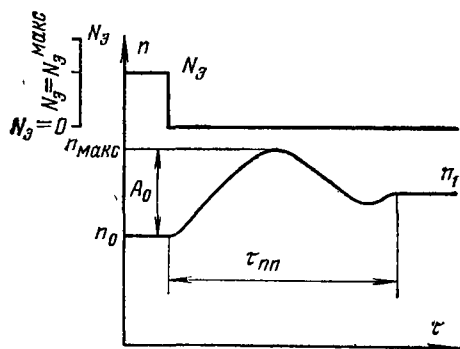


Рис. 4-1. Динамическая характеристика системы регулирования.

та полного сброса нагрузки (рис. 4-1). Это периодический процесс с затухающей амплитудой.

Динамические качества системы регулирования определяются прежде всего величиной динамического заброса частоты вращения A_0 и длительностью переходного процесса $\tau_{пп}$. Время переходного процесса должно быть по возможности малым, а максимальное увеличение частоты вращения должно быть на 1—2% ниже уровня настройки автомата безопасности.

Применение вычислительных машин дает возможность рассчитать динамические характеристики регулирования паровых турбин, однако в процессе эксплуатации эти характеристики меняются, и в практической работе предпочтение отдается натурным испытаниям регулирования на сбросы нагрузки.

Динамическая характеристика снимается с помощью лабораторного осциллографа, записывающего изменение частоты вращения и других параметров во времени.

Сброс нагрузки производится отключением масляного или воздушного выключателя генератора.

Перед испытаниями необходимо проведение статических испытаний по полной программе, а также тщательная (внеочередная) проверка работы защиты, предохраняющей турбину от недопустимого повышения частоты вращения, проверка плотно-

сти стопорных, регулирующих и обратных (для турбин с регулируемы отборами пара) клапанов, проверка работы предохранительных клапанов свежего пара, промпрегрева и регулируемых отборов, проверка посадки обратных клапанов на регенеративных отборах. Испытания начинаются со сброса 50% нагрузки с последующим сбросом нагрузки, соответствующей максимальному расходу пара на турбину. Если на промежуточной нагрузке произошло срабатывание автомата безопасности, то дальнейшие опыты следует прекратить и перейти к наладке системы регулирования. Это испытание является весьма ответственным и проводится силами специальных наладочных или ремонтных организаций. Подробно организация и проведение динамических испытаний изложены в [67].

Статическая характеристика описывает работу регулирования в установившемся режиме и представляет собой график изменения частоты вращения в зависимости от нагрузки турбины (рис. 4-2). Для избежания динамических эффектов при снятии характеристики нагрузка турбины должна меняться медленно, с достаточно длительной выдержкой на режимах, при которых производятся замеры. Статическая характеристика должна представлять собой плавную кривую (или прямую) без перегибов и горизонтальных участков.

График статической характеристики в области холостого хода мо-

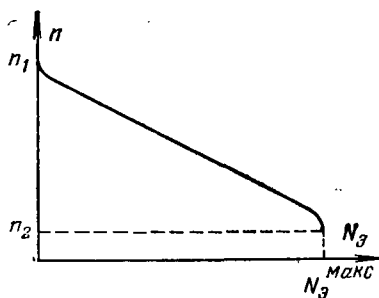


Рис. 4-2. Статическая характеристика системы регулирования.

жет иметь более крутой участок для облегчения синхронизации и повышения устойчивости регулирования на холостом ходу и малых нагрузках. Такую же конфигурацию может иметь статическая характеристика и в области максимальной мощности. В этом случае обеспечивается более устойчивое поддержание экономической нагрузки.

Разница между частотой вращения турбины n_1 при холостом ходе и частотой вращения n_2 при номинальной нагрузке, отнесенная к номинальной частоте вращения турбины n , выраженная в процентах, называется степенью неравномерности системы регулирования

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n} \cdot 100. \quad (4-1)$$

Эта величина в определенной мере характеризует степень наклона статической характеристики.

Представленная на рис. 4-2 статическая характеристика снята без учета нечувствительности системы регулирования. В действительности же все системы регулирования обладают той или иной нечувствительностью, которая проявляется в том, что система не реагирует на некоторые небольшие изменения регулируемого параметра. В данном случае это приведет к тому, что при небольшом изменении частоты вращения расход пара и мощность турбины будут оставаться постоянными до тех пор, пока не будут преодолены силы трения в подвижных элементах системы регулирования и не будут выбраны зазоры в шарнирных соединениях. В этих условиях расчетная статическая характеристика будет находиться посередине между двумя действительными кривыми (рис. 4-3), одна из которых снята при повышении частоты вращения (верхняя), а другая при понижении частоты вращения (нижняя). Вся заштрихованная полоса между этими кривыми представляет собой зону нечувствительности системы регулирования.

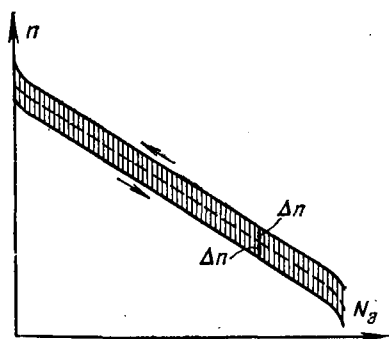


Рис. 4-3. Статическая характеристика с учетом нечувствительности.

Суммарная нечувствительность системы регулирования складывается из нечувствительности всех элементов и характеризуется степенью нечувствительности, определяемой в процентах выражением

$$\varepsilon = \frac{2\Delta n}{n} \cdot 100, \quad (4-2)$$

где n — номинальная частота вращения; $2\Delta n$ — конечные отклонения частоты вращения, не вызывающие изменения расхода пара на турбину. Эта величина и регламентирует с ПТЭ.

Увеличение степени нечувствительности сверхдопустимых пределов сказывается отрицательно на работе системы регулирования. Это выражается в том, что турбина может не держать холостой ход при сбросе нагрузки вследствие увеличения запаздывания закрытия регулирующих клапанов турбины. Наличие значительной нечувствительности затрудняет поддержание заданной частоты в сети, влияя тем самым на качество отпускаемой энергии. Нечувствительность регулирования может также вызвать самопроизвольное изменение нагрузки на параллельно работающей турбине при постоянной частоте сети. Максимальная величина этого изменения может быть подсчитана по формуле

$$\Delta N = \frac{\varepsilon}{\delta} N_{\text{ном}},$$

где $N_{\text{ном}}$ — номинальная мощность турбины.

Увеличение нечувствительности системы регулирования может быть вызвано целым рядом причин: износом пальцев и выработкой отверстий в шарнирных соединениях, заносом шламом золотников и отверстий в буксах, увеличением трения штоков во втулках вследствие засорения зазоров, перекосом золотников и штоков, значительной аэрацией масла и пр.

Поскольку нечувствительность регулирования в значительной мере зависит от условий эксплуатации, обслуживающий персонал имеет возможность поддерживать эту величину на минимальном уровне, указанном в ПТЭ. Для этого необходимо тщательно следить за состоянием масла, не допуская его обводнения, аэрации, загрязнения посторонними примесями. Особенно опасно с этой точки зрения появление в масле водорастворимых кислот, которые могут вызвать коррозию трущихся поверхностей в системе регулирования и увеличить трение в этих элементах.

Аналогичные требования предъявляются и к огнестойким маслам типа «Иввиоль» и «ОМТИ». При водяных системах регулирования особую опасность с точки зрения увеличения нечувствительности представляет попадание механических частиц в систему регулирования, что может произойти при нарушении нормальной работы фильтров.

При капитальных ремонтах все изношенные детали системы регулирования должны быть заменены, а зазоры в шарнирных и других подвижных соединениях приведены в соответствие с нормой.

Помимо элементов автоматического управления, система регулирования содержит также и органы ручного управления турбиной. Эти органы называются механизмами управления (синхронизаторами). С их помощью обслуживающий персонал может вручную плавно ме-

нять расход пара на турбину, что очень важно при синхронизации агрегата, а также при параллельной работе, когда требуется изменить нагрузку. В качестве механизма управления может служить устройство для изменения натяжения пружины регулятора скорости, устройство для изменения длины тяги подвеса золотника или смещения буксы, дополнительный управляемый слив масла из импульсной линии или линии усиления при использовании в схемах регулирования проточных линий.

Во всех случаях независимо от типа механизма управления его действие заключается в смещении статической характеристики примерно параллельно самой себе, что позволяет изменять мощность от нуля до максимума при работе турбины в параллель или менять в широких пределах частоту вращения отключенной от сети турбины.

На рис. 4-4 представлены статические характеристики при различном положении механизма управления. Как видно из графика, смещение статической характеристики из положения $a-b$ в положение $a'-b'$ и $a''-b''$ при номинальной частоте в сети (чему соответствует номинальная частота вращения n_0) приводит к увеличению мощности от N_3 соответственно до N'_3 и N''_3 . Необходи-

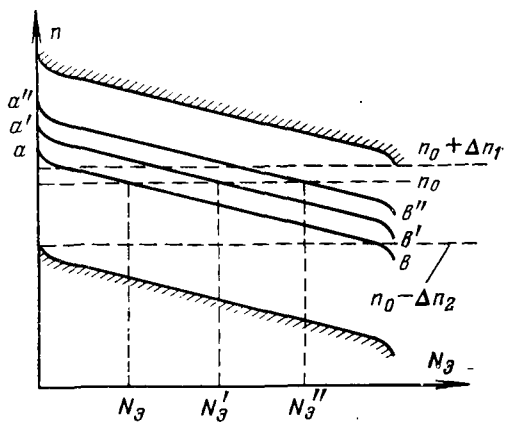


Рис. 4-4. Статическая характеристика регулирования при различных положениях механизма управления.

димо иметь достаточный ход механизма управления, чтобы обеспечить любой режим работы турбоагрегата при постоянной частоте сети.

Эти положения должны быть справедливы и при допустимых изменениях частоты в системе. Вследствие этого механизм управления должен иметь дополнительные запасы хода, чтобы обеспечить перевод турбины на холостой ход при допустимой величине понижения частоты и нагружение турбины до номинальной мощности при повышении частоты в системе.

На рис. 4-4 представлены крайние положения статической характеристики и выделена рабочая область нормальной эксплуатации системы регулирования турбоагрегата при допустимых колебаниях частоты в энергосистеме.

Кроме того, регулятор скорости и сервомотор должны иметь запас хода для обеспечения номинальной мощности турбогенератора при снижении параметров пара в разрешенных заводом-изготовителем пределах.

При работе турбины в параллель с другими агрегатами наклон и конфигурация статической характеристики будут определять изменение нагрузки турбины при изменении частоты в сети.

Как видно из рис. 4-5, турбины, имеющие более крутую характеристику, слабо реагируют на изменение частоты, в то время как турбины, имеющие пологую характеристику, меняют свою мощность на значительную величину.

Если в объединенной системе одновременно работают турбины разной экономичности, то было бы рационально, чтобы более экономичные машины имели более крутое протекание статической характеристики, а менее экономичные имели пологую характеристику с малой степенью неравномерности. Это позволило бы экономичным машинам работать в устойчивом режиме, снимая базовую часть графика нагру-

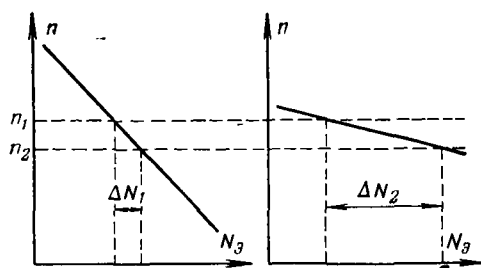


Рис. 4-5. График изменения мощности при параллельной работе турбин.

зок в то время как турбины, имеющие пологую статическую характеристику, автоматически снимали бы пики нагрузки, поддерживая частоту в сети.

Однако практически это целесообразно делать лишь в редких случаях. В настоящее время объединенные энергосистемы, основу которых составляют крупные энергоблоки, достигли очень больших мощностей. Старые маломощные турбоагрегаты уже не в состоянии покрыть пики графика нагрузок системы. В то же время изменения частоты в мощных энергосистемах при их нормальных режимах работы стали более медленными и малыми по величине в силу того, что соотношение мощности единичного потребителя и всей системы значительно уменьшилось.

Регулирование частоты в современных объединенных энергосистемах производится следующим образом. При отключении или подключении потребителей возникает небаланс между генерируемой мощностью и нагрузкой. Это приводит к ускорению или замедлению роторов турбины и изменению частоты в энергосистемах. Системы регулирования вступают в работу и в соответствии со своей неравномерностью и нечувствительностью меняют нагрузку турбин. Таким образом осуществляется первичное регулирование частоты. Однако частота в системе при этом меняется в некоторых пределах в соответствии с неравномерностью всей энергосисте-

мы, определяемой неравномерностями систем регулирования отдельных агрегатов и их нечувствительностью.

Для обеспечения постоянства частоты в энергосистеме служит вторичное регулирование частоты, которое осуществляется с помощью сетевых автоматических регуляторов частоты. Последние воздействуют на механизмы управления выделенных для этих целей агрегатов или станций (обычно менее экономических) и смещают их статические характеристики таким образом, чтобы вернуть частоту к прежнему значению. При этом нагрузка турбин, не участвующих во вторичном регулировании частоты, возвращается к прежнему значению, а весь небаланс мощности воспринимается выделенными регулирующими агрегатами.

Из всего вышесказанного видно, что конфигурация статической характеристики регулирования оказывает определенное влияние на условия эксплуатации турбины и прежде всего на надежность ее работы, и поэтому необходимо иметь возможность снимать эту характеристику в натурных условиях. Директивными указаниями Министерства энергетики и электрификации СССР предлагается снимать статическую характеристику при каждом капитальном ремонте турбины и в случае проведения наладочных работ в системе регулирования. В случае, если капитальные ремонты проводятся не ежегодно, снятие статической характеристики должно производиться не реже 1 раза в год.

Эта задача является достаточно сложной, поскольку снять статическую характеристику в конечном виде $n=f(N_3)$ не представляется возможным. Для этого пришлось бы менять в широком диапазоне частоту вращения и мощность турбоагрегата. Однако при параллельной работе на общую сеть частота вращения турбины меняться не будет. Изменение расхода пара приведет

лишь к изменению мощности. Частоту вращения в широких пределах можно изменять лишь при отключении турбины от сети, но при этом турбина окажется без нагрузки.

В настоящее время широкое распространение нашел метод графического построения статической характеристики на базе характеристик отдельных элементов системы регулирования, снятых при различных режимах работы турбины. Такими характеристиками являются характеристики регулятора скорости, передаточного механизма и исполнительного органа. Характеристика регулятора скорости $x(p)=f(n)$ (рис. 4-6,а) представляет собой зависимость между частотой вращения турбины n и ходом муфты регулятора скорости x или давлением масла (воды) в импульсной линии p при гидравлической системе регулирования.

Характеристика передаточного механизма $z(\varphi)=f(x,p)$ (рис. 4-6,б) связывает между собой ход поршня сервомотора или угол поворота поворотного сервомотора с ходом муфты регулятора скорости или давлением масла (воды) в импульсной линии. Третья характеристика $N_3=f(z, \varphi)$ (рис. 4-6,в) дает зависимость между ходом (углом поворота) сервомотора и электрической мощностью турбоагрегата.

Наличие трех указанных характеристик позволяет построить статическую характеристику регулирования при определенном положении

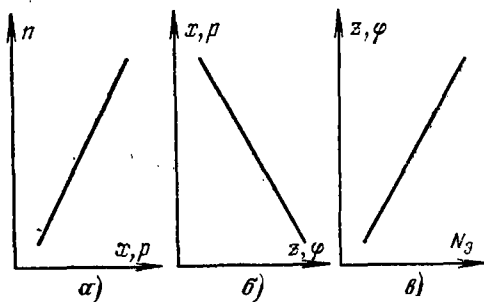


Рис. 4-6. Характеристики элементов системы регулирования.

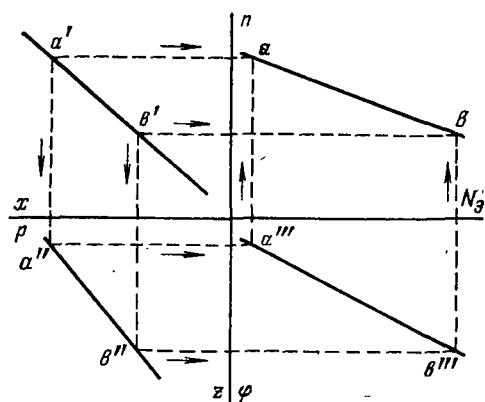


Рис. 4-7. Построение статической характеристики по характеристикам элементов системы регулирования.

механизма управления, как это представлено на рис. 4-7. Статическая характеристика строится путем кругового переноса экспериментальных точек в верхний правый квадрант.

Такие же построения производятся при крайних положениях механизма управления, что дает возможность выделить рабочую область нормальной эксплуатации турбоагрегата (рис. 4-4).

Практически статическую характеристику системы регулирования строят путем совмещения двух зависимостей: хода (поворота) поршня сервомотора от частоты вращения $z(\varphi) = f(n)$ и электрической мощности от хода (поворота) поршня сервомотора $N_s = f(z, \varphi)$.

Для снятия характеристик системы регулирования проводятся три опыта: при холостом ходе, при работе турбины под нагрузкой и на остановленной турбине [67].

Первый опыт позволяет установить зависимость перемещения муфты регулятора скорости (давления в импульсной линии) и хода поршня (угла поворота) сервомотора от частоты вращения. Опыт производится при холостом ходе турбогенератора и включает в себя проверку нечувствительности регулятора скорости и всей системы регулирования

в целом. Опыт должен производиться при трех различных положениях механизма управления, соответствующих:

- а) сниженному до предела значению частоты вращения, при этом попутно выявляется минимальная частота вращения, при которой турбогенератор еще может быть разгружен до холостого хода;
- б) номинальной частоте вращения турбогенератора;
- в) повышенному до предела значению частоты вращения.

При проведении опыта расход изменяется вручную с помощью байпаса ГПЗ. Замер частоты вращения производится с помощью ручного тахометра класса 0,5, узкопредельного тахографа или стрелочного частотомера, включенного в цепь статора генератора. В последнем случае генератор должен быть возбужден. Перемещение муфты регулятора скорости, хода или угла поворота сервомотора фиксируется по специально установленным шкалам. В гидравлических системах регулирования замер давления в импульсной линии производится по манометру МТИ-0,5.

Для определения нечувствительности опыты проводят как при увеличении, так и при понижении частоты вращения. В дальнейшем результаты этих замеров наносят в виде отдельных кривых, которые и будут определять общую степень нечувствительности регулирования.

Отметим, что опыт холостого хода проводится при параметрах свежего и отработавшего пара, близких к номинальным или указанным в эксплуатационной инструкции.

Второй опыт проводят на турбине, работающей в параллель. Цель опыта — определение зависимости между величиной перемещения сервомотора и мощностью турбоагрегата $N_s = f(z, \varphi)$. Перед началом опыта турбина должна быть хорошо прогрета, параметры пара должны быть номинальными, а тепловая схема соответствовать эксплуатационной.

При проведении этого опыта надлежит попутно выявить настройку порядка открытия регулирующих клапанов, экономичность работы каждого регулирующего клапана и возможность нагружения турбогенератора при сниженных параметрах пара в пределах, разрешенных заводом-изготовителем.

Экономичность работы клапанов определяется по величине дросселирования при полном открытии, которая не должна превышать 3—4% номинального давления пара.

Настройка порядка открытия регулирующих клапанов должна соответствовать данным завода-изготовителя и отвечать требованиям экономической работы агрегата, т. е. не допускать излишнего дросселирования пара не полностью открытыми клапанами в момент начала открытия очередного клапана. Дросселирование можно считать допустимым, если оно не превышает 10% номинального значения давления перед клапаном. Нельзя допускать и излишне малой перекрыши в открытии клапанов, нарушающей плавность статической характеристики.

Для оценки правильности порядка открытия клапанов полезно снять диаграмму зависимости давления за регулирующими клапанами от мощности турбины (рис. 4-8). Для этого в процессе нагружения турбины измеряются давления пара за каждым регулирующим клапаном.

Определение возможности нагружения турбины до номинальной мощности при сниженных параметрах пара производится при достижении номинальной мощности путем дросселирования свежего пара главной паровой задвижкой или стопорным клапаном. Отмечается давление пара, при котором мощность начинает уменьшаться. При проведении этого испытания необходимо тщательно следить за работой упорного подшипника и давлением в контрольной ступени. При увеличении температуры колодок упорного подшипника или увеличении давления

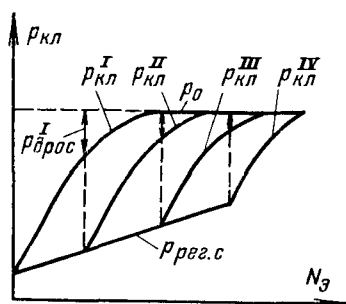


Рис. 4-8. Зависимость давления за регулирующими клапанами от нагрузки турбины.

в контрольной ступени сверх максимального значения, установленного заводом-изготовителем, опыт следует прекратить. Категорически запрещается производить опыты со снижением начального давления на турбине, имеющей солевой запас проточной части.

Опыт на остановленной машине производится для определения пределов перемещения элементов системы регулирования (муфты центробежного регулятора, сервомотора, регулирующих клапанов и механизма управления), проверки соответствия настройки системы формулярным данным завода-изготовителя, предварительного выявления нечувствительности отдельных узлов. Опыт проводится со снятой пружиной центробежного регулятора скорости при работающем вспомогательном маслонасосе. Перемещение муфты регулятора скорости производится с помощью специального приспособления.

На турбинах с гидродинамической системой регулирования демонтируется трубопровод, соединяющий напорную камеру импеллера с регулятором скорости. К регулятору скорости подсоединяется трубопровод с регулировочным вентилем от пускового маслонасоса или насоса системы регулирования.

Муфта центробежного регулятора или золотник регулятора скорости и сервомотор должны иметь запас хода для обеспечения номинальной мощности турбогенератора при

снижении параметров пара в разрешенных заводом-изготовителем пределах. В противоположном направлении муфта или золотник регулятора скорости должны иметь запас хода для обеспечения закрытия регулирующих клапанов при сбросе нагрузки. Этот запас должен составлять не менее 25% располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых механизм управления смещает характеристику центростремительного регулятора, и не менее 10 % располагаемого хода муфты для систем регулирования, у которых механизм управления смещает зависимость между перемещением муфты и сервомотора.

Ранее рассматривались общие вопросы снятия статической характеристики для конденсационных и противодавленческих турбин. Статические испытания систем регулирования турбин с регулируемыми отборами имеют свои особенности. Так, опыты при изменении электрической нагрузки от максимальной до минимальной проводятся при постоянных, в том числе при максимальных, расходах пара в регулируемые отборы (в соответствии с диаграммой режимов). В результате получается семейство характеристик $N_э = f(z)$. Кроме того, проводятся опыты по изменению расхода пара в отбор при постоянной электрической нагрузке. В опытах на остановленной турбине для турбин с регулируемыми отборами пара, кроме перечисленных выше величин, определяется возможность закрытия регулятором скорости парораспределительных органов ЧВД, ЧСД, ЧНД в случае мгновенного сброса максимально допустимой электрической нагрузки при максимальных расходах пара в регулируемые отборы. На остановленной турбине выявляется также возможность обеспечения системой регулирования всех режимов, которые предусмотрены диаграммой режимов турбины.

В заключение рассмотрим вопросы снятия статической характе-

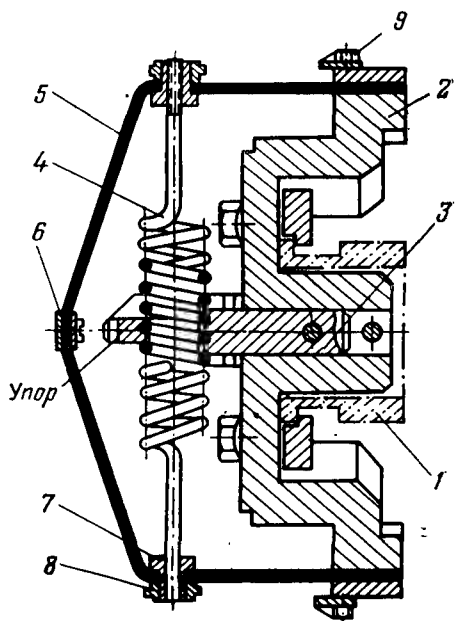


Рис. 4-9. Бесшарнирный регулятор скорости ЛМЗ.

1 — вал турбины; 2 — кронштейн регулятора; 3 — ушко; 4 — пружина; 5 — гибкая пружинная лента; 6 — отбойная пластина; 7 — гайка; 8 — груз; 9 — болт.

ристики регулирования мощных блочных турбин.

В настоящее время у этих агрегатов в качестве импульсных органов широко применяются упругие бесшарнирные датчики скорости (рис. 4-9). При наличии импульсного органа такого типа, а также регулирующих клапанов, приводимых индивидуальными сервомоторами, рационально строить статическую характеристику не по трем, а по двум графикам. В качестве первого графика можно принять зависимость давления в линии промежуточного усиления от частоты вращения, в качестве второго графика берется зависимость мощности агрегата от изменения давления в линии промежуточного усиления.

На рис. 4-10 приводится пример построения статической характеристики для турбины К-800-240-2 ЛМЗ. Промежуточным параметром, связывающим частоту вращения с мощностью, является давление,

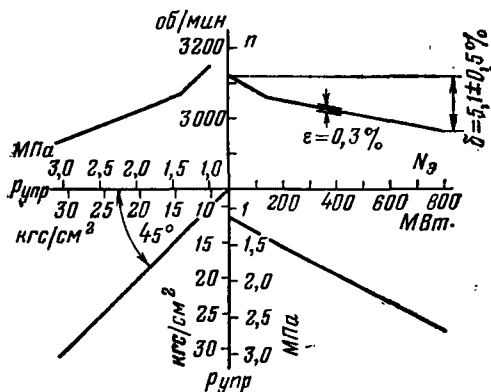


Рис. 4-10. Построение статической характеристики регулирования турбины К-800-240-2.

управляющее работой отсечных золотников сервомоторов ($p_{упр}$). Для турбин ХТГЗ это может быть давление в линии первого усиления. Снятие зависимости $p_{упр} = f(n)$ производится на холостом ходу турбины при различных положениях механизма управления. Зависимость $N_a = f(p_{упр})$ снимается при работе турбины под нагрузкой.

При проведении испытаний следует иметь в виду, что отклонение

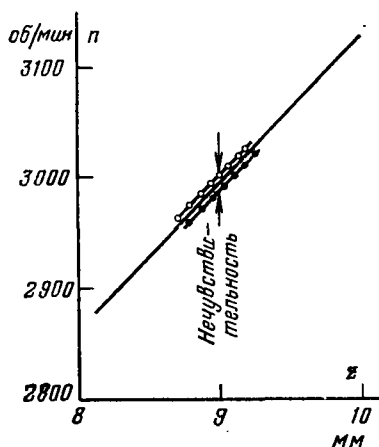


Рис. 4-11. Зависимость хода следящего золотника z от частоты вращения турбины К-800-240-2.

параметров пара и вакуума от нормы, а также изменения в тепловой схеме приводят к изменению расхода пара на турбину и, следовательно, к изменению конфигурации характеристики. Поэтому все параметры следует выдерживать в процессе опыта в нормальных пределах.

Помимо этого, для анализа работы системы регулирования полезно снять ряд дополнительных характеристик, таких, как зависимость хо-

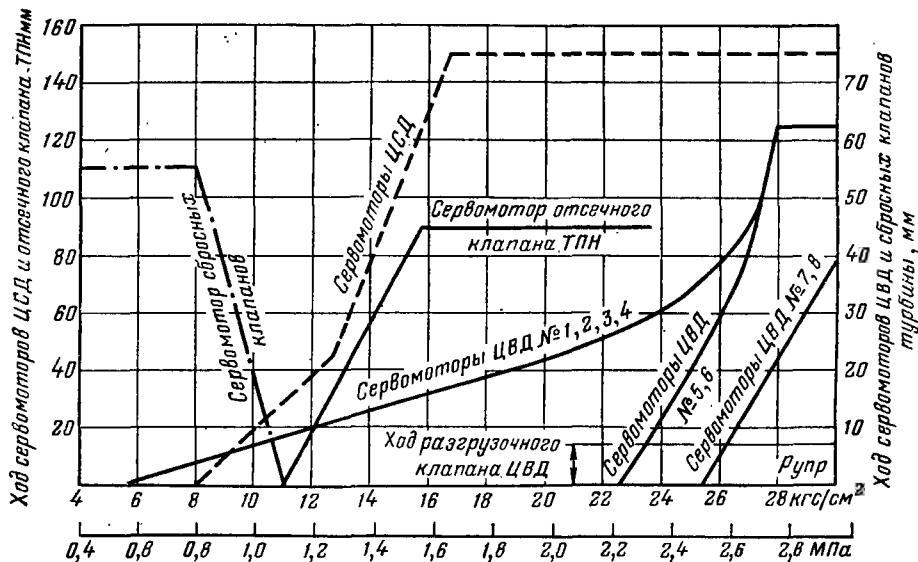


Рис. 4-12. Зависимость хода сервомоторов от управляющего давления в системе регулирования турбины К-800-240-2.

да следящего золотника от частоты вращения, зависимость хода сервомоторов ЦВД, ЦСД, сбросных клапанов и отсечных клапанов турбопитательного насоса от управляющего давления, зависимость управляющего давления от хода золотника управления, зависимость хода буксы промежуточного золотника от хода золотника управления и т. д. Первые две характеристики для турбины К-800-240-2 представлены на рис. 4-11 и 4-12.

4.2. ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ БЛОЧНЫХ ТУРБИН

Современные мощные турбоагрегаты блочного типа выполняются с промежуточным перегревом пара. Наличие значительных объемов пара в промежуточном перегревателе и паропроводах промперегрева требует введения дополнительных элементов в систему регулирования и защиты блочных турбин для предохранения их от разгона при срабатывании автомата безопасности и удержания на холостом ходу при отключении генератора от сети. Такими элементами являются отсечные и регулирующие клапаны ЦСД, а также сбросные, установленные на горячих линиях промперегрева.

Как показывают расчеты, при отключении генератора от сети и закрытии стопорных клапанов турбины К-300-240 энергии пара, заключенного в промежуточном перегревателе и паропроводах промежуточного перегрева, достаточно для разгона ротора до 4200 об/мин. Вследствие этого в турбинах блочного типа наряду со стопорными клапанами ЦВД установлены стопорные (отсечные) клапаны ЦСД, включенные в линию защиты и закрывающиеся одновременно со стопорными клапанами ЦВД. При этом весь пар, находящийся в промежуточном перегревателе, с помощью сбросных клапанов сбрасывается в конденсатор. Управление работой сбросных клапанов также осуществляется систе-

мой регулирования и защиты турбины. Регулирующие клапаны ЦСД предусмотрены для обеспечения режима холостого хода при полном сбросе нагрузки и отключении генератора от сети. В этом случае быстрое закрытие регулирующих клапанов ЦВД и ЦСД с одновременным обеспариванием промежуточного перегревателя через сбросные клапаны позволяет нейтрализовать влияние промежуточного перегрева и удержать турбину на холостом ходу без срабатывания автомата безопасности.

Реализация всех этих режимов существенно усложнила систему регулирования и защиты блочной турбины за счет увеличения числа парозапорных органов, сервомоторов, золотников, а также за счет увеличения протяженности линий маслопроводов.

На рис. 4-13 представлен комбинированный дроссельно-отсечный клапан ЦСД турбины К-160-130 ХТГЗ, имеющий двойной привод. Этот клапан управляется как от линии регулирования, так и от линии защиты. В первом случае он работает как дроссельный орган, во втором случае — как отсечной. Применение одного комбинированного клапана вместо двух сокращает потери давления в тракте и облегчает компоновку клапанов ЦСД.

При рассмотрении особенностей систем регулирования блочных турбин следует остановиться на мероприятиях по увеличению приемистости этих агрегатов.

Развитие современного турбогенераторостроения идет в направлении резкого увеличения единичной мощности агрегатов при относительно медленном росте габаритов турбин и генераторов. Это достигается в основном путем повышения начальных параметров, введения промежуточного перегрева для турбин, увеличения плотности тока в генераторах. При этом неизбежно ухудшаются естественные динамические характеристики турбоагрегатов (ма-

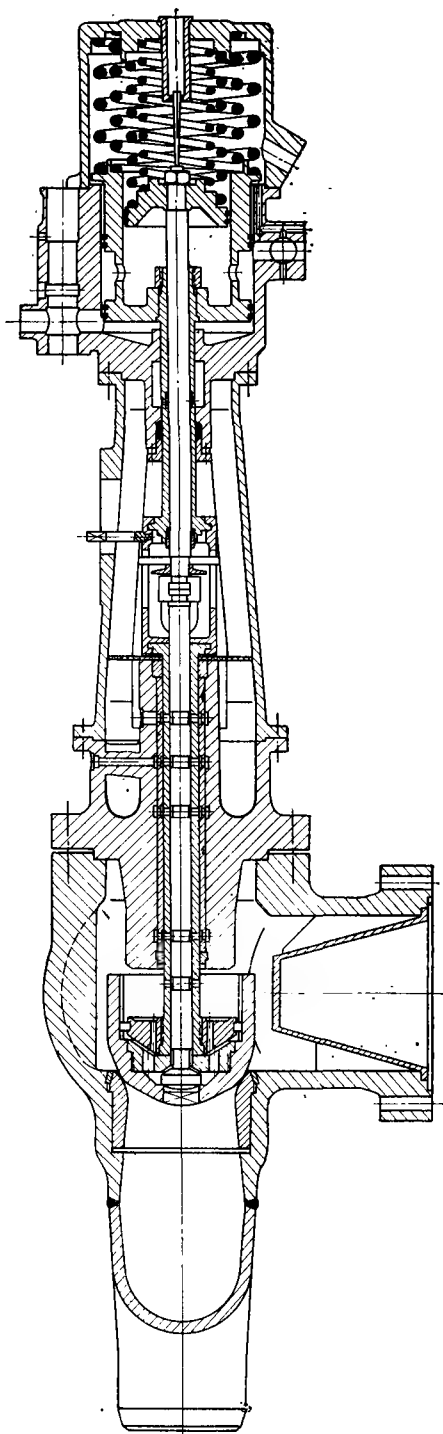


Рис. 4-13. Комбинированный дроссельно-отсечный клапан ЦСД турбины К-160-130 ХТГЗ.

лый момент инерции, большие паровые объемы в промежуточном перегревателе и его паропроводах, наличие паровых объемов между регулирующими клапанами и турбиной).

Все это заставило изыскивать средства к увеличению быстродействия систем регулирования крупных турбин и улучшению их динамических характеристик.

Поскольку принятые в турбинах высокого давления принципы регулирования по скорости и ускорению оказались недостаточными для блочных установок сверхкритических параметров мощностью 300 МВт и выше, агрегаты этих типов снабжены дополнительным звеном — электрической частью системы регулирования (ЭЧСР).

ЭЧСР предназначена:

1) для удержания турбины на холостом ходу при сбросах нагрузки с отключением генератора от электрической сети;

2) для улучшения приемистости турбогенератора при изменении нагрузки в энергосистеме;

3) для точного регулирования мощности в нормальном режиме в соответствии с заданной статической характеристикой;

4) для разгрузки турбины при снижении давления острого пара;

5) для воздействия на турбину устройствами противоаварийной автоматики энергосистемы.

Основной принцип действия ЭЧСР заключается в том, что при резком изменении электрической нагрузки или отключении генератора от сети электрический импульс поступает в систему регулирования непосредственно от электрических устройств турбогенератора до того, как начнется изменение частоты вращения ротора и вступит в работу регулятор скорости турбины. Такой опережающий ввод импульса в систему регулирования, к тому же подающийся по электрическим каналам, естественно, улучшает динамические свойства системы регулирования.

При отключении генератора от сети импульс в ЭЧСР подается от воздушного выключателя генератора. Помимо этого, по другому каналу поступает импульс, пропорциональный ускорению ротора. При выполнении команд на изменение мощности турбины в пределах 40—100% номинальной в ЭЧСР формируется сигнал, пропорциональный разности электрической мощности генератора и паровой мощности турбины, определяемой приблизительно давлением пара в промежуточном перегревателе. При этом приемистость турбогенератора повышается за счет форсированного дополнительного перемещения в ту же сторону регулирующих клапанов ЦВД с целью компенсации влияния промежуточного перегрева.

В ЭЧСР имеется также блок регулирования мощности, который предназначен для осуществления статической характеристики с высокой точностью. В крупных турбинах для улучшения устойчивости при включении в сеть статическая характеристика в области малых нагрузок имеет повышенную степень неравномерности (до 10%), что ухудшает приемистость агрегата и увеличивает заброс частоты вращения при сбросах нагрузки. Блок регулирования мощности устраняет этот недостаток, уменьшая местную степень неравномерности статической характеристики до величин, регламентированных ПТЭ, и приближая форму статической характеристики к линейной, уменьшает общую неравномерность системы регулирования. ЭЧСР является удобным звеном в системе регулирования для воздействия на турбину устройствами противоаварийной автоматики.

Сигналы от ЭЧСР вводятся в гидравлическую часть системы регулирования через два входа: медленнотечущий — механизм управления и быстродействующий — электрогидравлический преобразователь (ЭГП) (рис. 4-14). Суммирование всех электрических импульсов, поступающих от датчиков, фиксирующих изменение контролируемых теплофизических и электрических

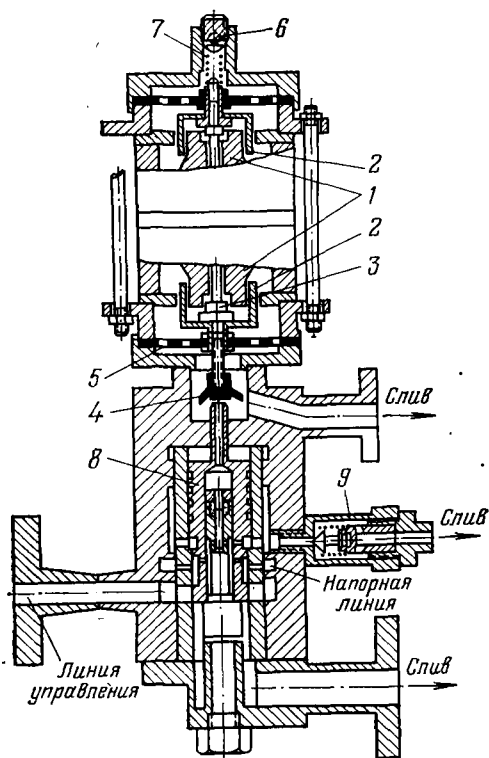


Рис. 4-14. Электрогидравлический преобразователь.

1 — постоянный магнит; 2 — подвижные катушки; 3 — шток; 4 — заслонка; 5 — центрирующая пружина; 6 — микрометрический винт для настройки; 7 — пружина; 8 — следящий золотник; 9 — редукционный клапан.

величин, происходит в выходном магнитном усилителе, воздействующем на ЭГП. Изменение силы тока в суммирующем магнитном усилителе приводит к перемещению подвижного элемента — заслонки, изменяющего слив масла из сопла следящего золотника ЭГП. Это в свою очередь вызывает перемещение следящего золотника, который своей нижней кромкой изменяет слив масла из промежуточной линии управления ($P_{упр}$). Таким образом, импульс от ЭЧСР вводится параллельно импульсу от следящего золотника регулятора скорости.

При отсутствии динамических процессов в системе регулирования выходной ток магнитного усилителя близок к нулю, поскольку в статике сигнал от датчика электрической мощности будет компенсироваться сигналом от датчика давления пара в промежуточном перегревателе, имеющим обратный знак. Сигнал по ускорению ротора также поступает только в том случае, если ускорение ротора больше заданной величины и скорость вращения при этом повысилась до 102—103% номинальной.

Участие ЭЧСР в работе системы регулирования в условиях статике проявляется только при нагрузках меньше 15% номинальной, где ЭЧСР снижает величину местной неравномерности до уровня среднего значения степени неравномерности регулирования. Такое вмешательство ЭЧСР в работу в условиях статике создает определенные трудности при синхронизации и работе турбины на малых нагрузках, вследствие чего при достижении малых нагрузок ЭЧСР отключается, а включение ее при пуске производится при определенной нагрузке, указанной заводом.

Отключение ЭЧСР иужо производить при токе выхода, близком к нулю, или при небольшом отрицательном токе. При этом следует помнить, что отключение при положительном токе выхода приведет к некоторому увеличению нагрузки, а при отрицательном — к снижению. Если требуется отключить ЭЧСР при повышенном токе выхода, то с помощью кайала ручного управления ток сводится к нулю и вводится ограничитель мощности. Отключение ЭЧСР на холостом ходу приводит к увеличению частоты вращения турбины на 80—90 об/мин. Поэтому после сброса нагрузки из-за отключения генератора от сети отключение ЭЧСР можно производить только после снижения частоты вращения до 3000 об/мин.

ЭЧСР является важным звеном системы регулирования современных мощных турбин, поэтому эксплуатация турбины при нагрузках свыше 30% номинальной с отключенной ЭЧСР недопустима.

4.3. НЕИСПРАВНОСТИ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Ненормальная работа системы регулирования может быть вызвана тремя причинами:

а) несовершенством конструкции отдельных узлов схемы регулирования;

б) неправильной наладкой системы регулирования;

в) износом трущихся поверхностей, увеличением зазоров, заносом шламом окон букс и другими явлениями, связанными с длительной или некачественной эксплуатацией системы регулирования.

Неполадки, отнесенные к первой группе, могут быть устранены только путем модернизации узлов системы регулирования. Эти работы выполняются специальными ремонтно-наладочными организациями или

заводами-изготовителями. Неполадки, отнесенные ко второй группе, могут быть устранены наладочными отделами энергосистем или работниками станций при наличии достаточно квалифицированного персонала. Неполадки, отмеченные в п. «в», устраняются при проведении капитального или текущего ремонта.

Неисправности систем регулирования могут быть самого разного свойства. К наиболее типичным и серьезным можно, например, отнести повышение частоты вращения выше уровня настройки автомата безопасности после сброса нагрузки, невозможность удержать холостой ход при пуске турбины при открытии стопорных клапанов, низкое быстроедействие системы регулирования, качения системы регулирования, высокочастотные пульсации отдельных элементов этой системы, невозможность полностью нагрузить турбину или разгрузить ее. Причинами перечисленных и других неисправностей системы регулирования могут быть столь разнообразные и трудноуловимые дефекты работы отдельных узлов, что наладка неисправной системы регулирования зачастую требует проведения ряда специальных испытаний и измерений.

В качестве примера рассмотрим подробнее такую неисправность системы регулирования, как повышение частоты вращения после сброса нагрузки выше уровня настройки автомата безопасности.

Этот дефект весьма распространен в турбинах старых типов и связан в определенной степени с несовершенством самой системы регулирования. В современных установках, где широкое распространение находят регуляторы по ускорению, электрогидравлические преобразователи и другие элементы, увеличивающие быстроедействие системы регулирования, чрезмерное повышение частоты вращения после сброса нагрузки может быть вызвано некачественной наладкой или дефектами отдельных узлов регулирования.

Возможными причинами повышения частоты вращения после сброса нагрузки до уровня настройки автомата безопасности являются:

а) Большая степень неравномерности регулирования. У некоторых турбин старого типа степень неравномерности достигает 8—10%, что при сбросе нагрузки неизбежно приводит к срабатыванию автомата безопасности. У таких турбин необходимо уменьшить степень неравномерности до нормальной величины. Изменение степени неравномерности может быть произведено изменением жесткости пружины регулятора скорости, изменением точки подвеса промежуточных золотников, изменением профиля кулачка обратной связи. В гидродинамических системах регулирования и в системах регулирования с гидравлическими связями изменение степени неравномерности может быть достигнуто путем изменения профиля окна в буксе золотника для слива масла. При осуществлении этих мероприятий необходимо учитывать, что чрезмерное уменьшение степени неравномерности может вызвать неустойчивую работу регулирования.

б) Большая степень нечувствительности. Причины этого явления и методы борьбы с ним были рассмотрены ранее.

в) Недостаточное давление масла в системе регулирования. При понижении давления масла в системе регулирования увеличивается время сервомоторов, что в свою очередь уменьшает общее быстродействие системы регулирования. Кроме того, снижения давления масла приводит к уменьшению запасов движущей силы сервомоторов, что может повлечь за собой неустойчивую работу системы регулирования. Снижение давления масла по сравнению с расчетным вызывается пропуском масла в обратных, редукционных и предохранительных клапанах, перетечками в золотниках, буксах, сервомоторах и других элементах системы регулирования, износом насоса.

Все эти дефекты могут быть устранены силами работников электростанции.

г) Неплотное закрытие обратных клапанов регенеративной системы, а также регулирующих клапанов (за исключением первого). Эта причина также может быть устранена в процессе капитального или текущего ремонта оборудования.

д) В блочных турбинах, снабженных электроприставками (ЭП), где динамические характеристики системы регулирования находятся на должном уровне, большое повышение частоты вращения при сбросе нагрузки может зависеть от некачественной работы ЭП. Для наладки этого узла необходимо снять характеристики ЭП: зависимость изменения давления, управляющего перемещением отсечных золотников сервомоторов ($p_{упр}$) от хода заслонки следящего золотника (рис. 4-15, а), и зависимость этого давления от силы тока, подаваемого на электромеханический преобразователь (рис. 4-15, б). Эти характеристики снимаются на неподвижной машине при включенном насосе системы регулирования. Ток на электромеханический преобразователь подается от выпрямителя.

Снятие характеристик ЭП позволяет сопоставить их с данными заводских испытаний, а также определить нечувствительность этого узла. Все наладочные работы по уст-

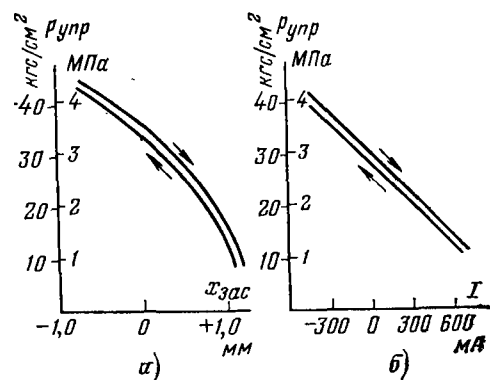


Рис. 4-15. Характеристики ЭП.

ранению причин чрезмерного повышения частоты вращения после сброса нагрузки должны завершаться испытаниями на сброс нагрузки.

4.4. ЭЛЕМЕНТЫ ЗАЩИТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Органы защиты турбины предназначены для предохранения агрегата от ненормальных режимов, способных вызвать повреждение оборудования.

Важнейшей защитой является защита, предохраняющая турбину от повреждений, вызванных чрезмерным повышением частоты вращения ротора.

В современных турбинах напряжения от центробежных сил в лопатках и дисках очень велики, и в некоторых деталях при нормальной частоте вращения запас прочности по отношению к пределу текучести составляет лишь 1,6—1,8. Поскольку напряжения от центробежных сил при увеличении частоты вращения возрастают пропорционально ее квадрату, чрезмерное увеличение частоты вращения ротора может вызвать разрушение лопаток и дисков от центробежных сил. Эта авария относится к разряду наиболее тяжелых, вследствие чего защита от опасной частоты вращения должна быть особенно надежной.

В систему защиты от недопустимого повышения частоты вращения входят: автомат безопасности, золотники или клапаны автомата безопасности, стопорные и регулирующие клапаны ЧВД, стопорные и регулирующие клапаны ЧСД и сбросные клапаны для турбин с промпрегревом, органы парораспределения на регулируемых отборах (регулирующие клапаны и поворотные диафрагмы) для турбин с регулируемы отборами, обратные клапаны на трубопроводах регулируемых и нерегулируемых отборов пара, гидравлические и рычажные связи между автоматом безопасности и исполнительными органами.

В турбинах отечественного производства в качестве предохранительных выключателей применяются автоматы безопасности пальцевого и кольцевого типа.

На рис. 4-16 представлен автомат безопасности кольцевого типа. При увеличении частоты вращения сверх предельной кольцо под действием центробежных сил смещается на определенную величину, вызывая расцепление рычагов системы защиты или перемещение золотников или клапанов автомата безопасности и в конечном итоге быстрое закрытие стопорных клапанов. Одновременно с закрытием стопорных клапанов закрываются

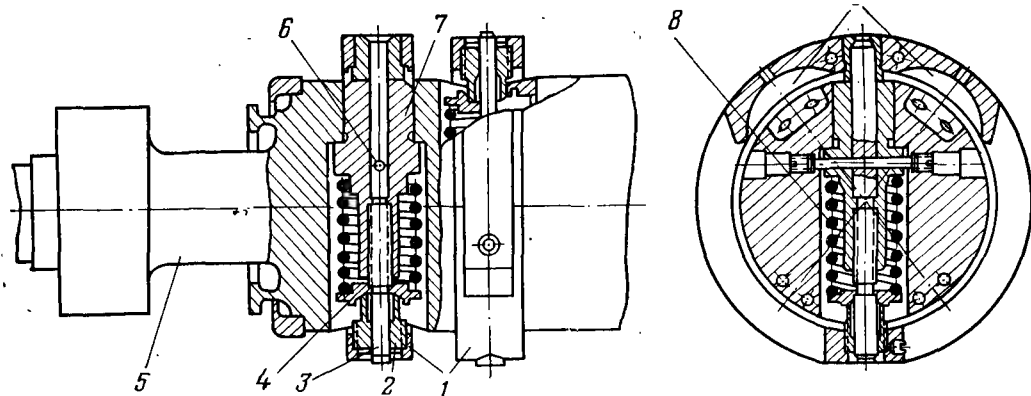


Рис. 4-16. Кольцевой автомат безопасности.

1 — бойки кольцевого типа; 2 — гайка для изменения натяга пружины; 3 — палец; 4 — тарелка для упора пружины; 5 — вал насосной группы; 6 — ось крепления пальца; 7 — втулка; 8 — пружина, прижимающая боек к втулке; 9 — камера для подачи масла при испытании автомата безопасности без повышения частоты вращения.

регулирующие клапаны, поворотные диафрагмы или перепускные клапаны турбин с регулируемым отбором пара, обратные клапаны на регулируемых и нерегулируемых отборах. В установках с промперегревом должны закрыться стопорные и регулирующие клапаны ЧСД и открыться сбросные клапаны на горячих нитках промперегрева. Изменяя натяжение пружины, можно настроить автомат безопасности на срабатывание при различных частотах вращения.

Согласно ПТЭ автомат безопасности должен быть отрегулирован на срабатывание при повышении частоты вращения ротора турбины на 10—12% сверх номинальной или до величины, указанной заводом-изготовителем.

В турбинах большой мощности для повышения надежности применяются два бойка автомата безопасности, действующих независимо друг от друга. Кроме того, на некоторых агрегатах действие центробежных выключателей дублируется дополнительной защитой от регулятора скорости.

В системах защиты имеется также устройство для ручного отключения турбины по месту и со щита, а также электромагнитное устройство (одно или два) для ввода команд на отключение турбины от различных электрических датчиков защиты.

Необходимым условием надежной работы системы защиты турбины от разгона является систематическая проверка работы ее элементов. Сроки проверки системы защиты определяются ПТЭ.

Проверка производится на остановленной турбине, на холостом ходу и при работе турбины под нагрузкой.

Проверка на остановленной турбине производится с целью определения быстродействия защиты, а также надежности закрытия стопорных и регулирующих клапанов путем визуального наблюдения или

с помощью электросекундомеров. При пуске турбины после монтажа, после реконструкции защиты или в случае ухудшения ее действия проверка производится с осциллографированием перемещения всех основных органов защиты и давления жидкости в линиях регулирования и защиты. При этом время запаздывания закрытия и время закрытия стопорных, регулирующих и обратных клапанов не должно превышать величин, указанных заводом-изготовителем или приведенных в [67].

Испытания защиты на холостом ходу турбины производятся отключением турбины кнопкой или рычагом ручного отключения (дважды), поочередным расхаживанием бойков (колец) автомата безопасности путем подачи рабочей жидкости (по 2 раза), поочередной проверкой срабатывания бойков (колец) при повышении частоты вращения, причем в случае проверки защиты повышением частоты вращения предварительное расхаживание автомата безопасности маслом не производится. Испытания проводятся при полностью открытых стопорных клапанах ЧВД и ЧСД, открытых байпасах ГПЗ, закрытых ГПЗ (на турбинах, байпасы ГПЗ которых не обеспечивают необходимый расход пара на холостом ходу, ГПЗ полностью открываются, а их байпасы закрываются). Перед испытаниями проверяется готовность к пуску пускового маслоснабсателя и насоса смазки и производится расстановка дежурного персонала: у кнопки (рычага) ручного отключения турбины, у привода механизма возвращения защиты в рабочее положение, у ключа пуска пускового маслоснабсателя. В опытах с повышением частоты вращения — дополнительно у механизма повышения частоты вращения и для замера частоты вращения. Замер частоты вращения производится тахометром с ценой деления не более 20 об/мин или лабораторным электрическим частотомером. В послед-

нем случае на генератор подается возбуждение.

Если автомат безопасности при нужной частоте вращения не срабатывает, то турбину необходимо остановить и произвести настройку автомата изменением натяжения удерживающей пружины. Все данные о результатах испытания заносятся в специальный журнал проверки автомата безопасности.

Перед опробованием автомата безопасности блочных турбин защита по закрытию стопорных клапанов должна быть отключена во избежание срабатывания защиты блока.

Испытание защиты от разгона турбины повышением частоты вращения является наиболее надежным методом проверки как самого автомата безопасности, так и остальных узлов защиты в условиях, предельно приближающихся к натурным. Однако для крупных агрегатов этот метод включает в себе ряд отрицательных моментов. Прежде всего такое испытание связано с выводом из параллельной работы крупного агрегата, что может создать определенные трудности в энергосистеме. Кроме того, увеличение центробежных сил в тяжело нагруженных элементах турбоагрегата даже при периодических испытаниях крайне нежелательно.

Отметим, что разгрузка мощной блочной турбины до холостого хода и ее последующее нагружение требуют времени и определенных потерь тепла. Эти операции также связаны с изменением термического состояния агрегата. В связи с этим проверка защиты повышением частоты вращения производится согласно ПТЭ только после разборки автомата безопасности, перед испытанием на сброс нагрузки и после длительного простоя (более 1 мес) турбины. После же разборки системы регулирования и не реже чем через каждые 4 мес допускается проверка защиты без увеличения частоты вращения. При этом расхаживание бойков (колец) автомата

безопасности подачи рабочей жидкости под боек (либо на заполнение полости в кольце для увеличения центробежной силы) при работе турбины под нагрузкой может производиться только на турбинах, где имеется возможность поочередно отключать боек (кольцо) или его золотник от системы защиты, и в том случае, если восстанавливающая частота вращения бойков выше номинальной частоты вращения.

Перед расхаживанием дополнительно к перечисленной расстановке персонала ставится дежурный у механизма управления турбиной. Это необходимо для быстрого восстановления режима во избежание перегрева проточной части турбины в случае, если произойдет закрытие стопорных и регулирующих клапанов.

Как было указано выше, этот метод позволяет проводить опробование только бойков автоматов безопасности и не может заменить комплексного испытания всей системы защиты, проводимого путем повышения частоты вращения.

Для обеспечения безотказной работы системы защиты турбины от недопустимого повышения частоты вращения необходимо постоянно поддерживать все узлы этой защиты в работоспособном состоянии. Для этого следует систематически производить не только расхаживание бойков (колец) автомата безопасности, но и расхаживание клапанов автоматического затвора (а на некоторых турбинах по указанию завода-изготовителя и регулирующих клапанов), проверку посадки обратных клапанов нерегулируемых отборов пара, проверку плотности стопорных и регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД, парораспределительных органов, обратных и предохранительных клапанов регулируемых отборов. Расхаживание клапанов перемещением шпинделя на часть хода должно производиться ежедневно. На турбинах с двумя и более параллельными потоками свежего пара и

пара промперегрева и, соответственно двумя и более стопорными и регулирующими клапанами ЧВД и ЧСД производится поочередное расхаживание стопорных и регулирующих клапанов на полный ход 1 раз в 2 нед. или в сроки, указанные заводами-изготовителями. Проверку посадки обратных клапанов всех отборов необходимо производить 1 раз в месяц. Проверка плотности стопорных и регулирующих клапанов ЧВД и ЧСД производится перед остановом в капитальный ремонт и при пуске после капитального ремонта, но не реже 1 раза в год.

Для оценки плотности стопорных и регулирующих клапанов после монтажа или реконструкции турбины снимается эталонная кривая выбега с номинальной частоты вращения холостого хода при закрытых запорной арматуре и обратных клапанах на паропроводах регулируемых отборов и закрытых ГПЗ, байпаса ГПЗ и стопорных клапанах. В процессе выбега частота замедляется по ручному тахометру.

Плотность стопорных и регулирующих клапанов проверяется отдельно, за исключением тех типов турбин, системы регулирования и защиты которых не допускают независимое закрытие этих клапанов. При проверке плотности клапанов давление свежего пара поддерживается номинальным, а остальные параметры по турбине устанавливаются на уровне, имевшем место при снятии эталонной кривой выбега.

Проверка плотности заключается в определении кривой выбега с номинальной частоты вращения до 50% номинальной частоты при закрытии только стопорных клапанов ЧВД и ЧСД и открытых регулирующих или наоборот. При этом плотность клапанов считается удовлетворительной в том случае, если время выбега до 50% номинальной частоты не больше, чем на 15—20% времени, зафиксированного при сня-

тии эталонной кривой выбега. Плотность двухседельных клапанов считается удовлетворительной в том случае, если при их полном закрытии частота вращения турбины снижается до 50% номинальной.

Совместная плотность стопорных и регулирующих клапанов проверяется при тех же условиях, что и раздельная, и считается удовлетворительной, если обеспечивает полный останов ротора турбины. Если установившаяся частота вращения превышает 50% ее номинального значения, эксплуатация турбины не допускается.

Проверка плотности парораспределительных органов ЧСД и ЧНД турбины с регулируемыми отборами пара производится в те же сроки, что и проверка стопорных и регулирующих клапанов. Проверка органов ЧСД и ЧНД выполняется последовательно на холостом ходу при номинальной частоте вращения и номинальных параметрах свежего и отработавшего пара. Предварительно проверяются предохранительные клапаны отборов. При этом плотность парораспределительных органов отборов считается достаточной, если в камере соответствующего регулируемого отбора при закрытии парораспределительного органа с помощью маховика регулятора давления или рукоятки его переключателя создается номинальное или указанное в формуляре завода-изготовителя давление. Если во время опыта давление в камере отбора возрастет до уровня настройки предохранительного клапана и последний не сработает, опыт необходимо прекратить, а клапан проверить и устранить причину отказа.

Не менее важным обстоятельством, обеспечивающим надежность и безопасность турбины при сбросе нагрузки, является плотность обратных клапанов на трубопроводах регулируемых отборов. При недостаточной плотности обратных клапанов или их зависании во время сброса может произойти недопусти-

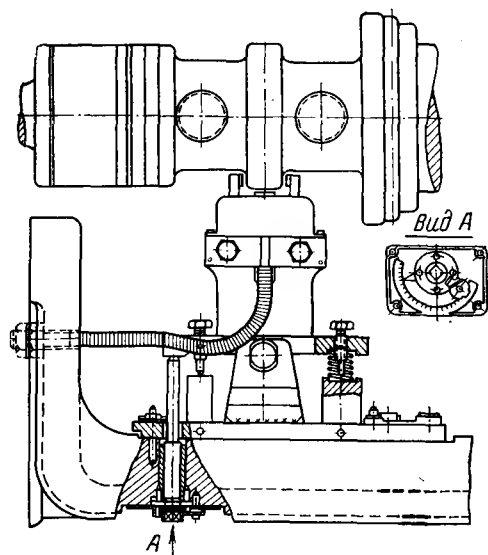


Рис. 4-17. Реле осевого сдвига.

мое повышение частоты вращения турбины из-за попадания в нее пара из отборов. Проверка плотности производится на холостом ходу при номинальной частоте вращения и возбужденном генераторе. Параметры свежего и отработавшего пара поддерживаются номинальными; регуляторы давления пара в отборах отключены, а парораспределительные органы ЧСД и ЧНД полностью открыты. Для проверки плотности в трубопровод регулируемого отбора подается пар от постороннего источника с давлением, не превышающим максимально допускаемого в отборе. При этом, если частота вращения ротора не увеличивается, клапан считается плотным. Плотность обратных клапанов регулируемых отборов проверяется последовательно.

Вторым по своему значению элементом защиты является реле осевого сдвига. Это устройство предохраняет турбину от аварии вследствие недопустимого осевого сдвига ротора, причиной которого может быть выплавление или чрезмерный износ баббитовой заливки колодок упорного подшипника.

При недопустимом смещении ротора в осевом направлении реле вы-

зывает закрытие стопорных и регулирующих клапанов турбины. В практике турбостроения нашли применение реле золотникового, струйного типа, однако наибольшее распространение получило реле осевого сдвига индукционного типа (рис. 4-17), отличающееся большой надежностью работы.

Принцип действия указанного прибора основан на индуктивном методе измерения малых перемещений. Реле снабжено указывающим прибором, позволяющим во время работы турбины следить за осевым перемещением вращающегося ротора в пределах его разбега между колодками упорного подшипника, а также за износом колодок.

Проверка реле осевого сдвига должна производиться после каждого ремонта турбины или смены колодок упорного подшипника. Правильность показаний указывающего прибора проверяется щупом. Работу защиты можно проверить сдвигом электромагнита в осевом направлении (фиктивное смещение). Такую проверку необходимо производить перед каждым пуском турбины. При длительной безостановочной работе агрегата проверку работы реле осевого сдвига необходимо производить 1 раз в 3 мес. с выводом импульса на сигнал.

Описание защит от недопустимого понижения давления в системе смазки турбоагрегата приводится в гл. 5.

4.5. ЗАЩИТА БЛОЧНЫХ ТУРБИН

Мощные блочные турбоагрегаты имеют более развитую систему защиты по сравнению с турбинами, работающими от общего паропровода, поскольку защита блочных турбин тесно связана с защитой и автоматикой котла и питательных средств, образуя единый комплекс технологических защит блока. Действие защит турбины автоматически вызывает останов блока или перевод его на растопочную нагрузку. С другой

стороны, неполадки или аварии котельного агрегата и питательных насосов (отключение одного корпуса котла, отключение основного питательного насоса) автоматически приводят к снижению нагрузки или останову турбоагрегата.

Таким образом, защиту блочной турбины нельзя рассматривать отдельно от всего комплекса общеплочных защит.

В зависимости от характера аварий и выполняемых при этом переключений действие тепловых защит блока приводит:

- а) к останову блока;
- б) к останову корпуса котла;
- в) к отключению турбины и переводу котла на растопочную нагрузку;

г) к переводу котла на растопочную нагрузку без отключения турбины.

Рассмотрим некоторые условия реализации указанных режимов, за исключением п. «б», не связанного с действием защит турбогенератора.

К останову блока приводит действие защит турбины, связанных со срывом вакуума. Перевод блока на растопочный режим при этом невозможен из-за запрета на включение БРОУ, сбрасывающей пар в конденсатор. По этой же причине производится останов блока при срабатывании защиты турбины от падения вакуума.

В качестве импульса для проведения необходимых переключений используются сигнал «закрыто» от конечных выключателей стопорных клапанов и сигнал по вакууму в конденсаторе. При этом по импульсу от конечных выключателей стопорных клапанов, подтвержденному импульсом, свидетельствующим о наличии обратной мощности, подается команда на отключение генератора от сети.

К останову турбины и переводу котла на растопочную нагрузку приводит действие защит турбины, не связанных со срывом вакуума. Та-

кой режим характерен для случаев, когда имеется возможность быстро восстановить нормальный режим работы блока. В качестве импульса для перевода котла на растопочный режим используется сигнал «закрыто» от конечных выключателей стопорных клапанов. Отключение генератора производится в том же порядке, что и в предыдущем случае.

Защита, переводящая котел на растопочную нагрузку без отключения турбины, работает при сбросе нагрузки и отключении генератора от сети. Защита срабатывает от блок-контактов воздушного выключателя генератора.

Вся система защит блочной установки выполнена по иерархическому принципу, так что при срабатывании защит, отключающих блок, защиты, снижающие нагрузку или переводящие котел на растопочный режим, не действуют.

Для защит, в которых возможно случайное или ложное срабатывание, применены два прибора, контакты которых соединены последовательно. В этом случае действие защиты происходит при замыкании контактов обоих приборов. Для особо ответственных защит применяется включение трех приборов, работающих по системе «два из трех». В этом случае замыкание контактов любых двух приборов приводит к срабатыванию защиты. Такая система не только предотвращает ложное срабатывание, но и позволяет исключить отказы в работе защиты по причине выхода из строя одного (любого) из приборов. Для исключения срабатывания защиты от случайных, кратковременных отклонений параметров действие ряда защит происходит с выдержкой времени.

Действие защит сопровождается световым и звуковым сигналом на БЩУ. Кроме того, при аварийном отключении оборудования в цепях защиты предусматривается выпадение флажков блинкера. При действии нескольких защит выделение первопричины останова агрегата достигается тем, что после выпадения флажка блинкера в цепи защиты, сработавшей первой, шунтируются обмотки блинкеров, установленных в цепях других защит.

Переключения в цепях защит производятся с помощью индивидуальных накладок и ключей, размещенных на панелях защиты. С помощью этих элементов защита может быть отключена или переведена на сигнал.

Отключение защиты или переключение ее на сигнал может быть произведено только с разрешения главного инженера стан-

ции или его заместителя, за исключением случаев очевидной неисправности защиты, угрожающей вызвать ложное срабатывание. Защиты, препятствующие пуску и нормальному останову блока, деблокируются специально установленными ключами.

Для аварийного останова оборудования на путях блочного щита установлены ключи и кнопки. Останов оборудования возможен только при одновременном воздействии на соответствующие ключ и кнопку.

В табл. 4-1 приводится объем защит блока 300 МВт на сверхкритические параметры пара с их характеристиками. Приводятся только защиты, действующие со стороны турбогенератора.

Указанные в табл. 4-1 защиты соответствуют «Объему и техническим условиям на выполнение автоматических защит энергетического оборудования блочных установок мощностью 300 МВт». Однако в практике эксплуатации энергоблоков такого типа находят применение и другие виды защит, как, например:

1) защита от беспарового режима — действует на отключение турбины или на сигнал;

2) защита от недопустимого относительного удлинения ротора — действует на отключение турбины или сигнал;

3) защита от недопустимой разности температур по верху и низу цилиндра — действует на отключение турбины или сигнал;

4) защита от гидравлического удара — действует на отключение турбины или блока;

5) защита от вибрации турбины — действует на останов турбины или сигнал;

6) защита при резком сбросе нагрузки до 50% — действует на перевод блока на 50%-ную нагрузку;

7) защита при резком сбросе нагрузки до 30% — действует на перевод блока на 30%-ную нагрузку;

8) защита при подрыве предохранительных клапанов на холодной линии промпрегрева — действует на перевод блока на растопочную нагрузку без останова турбины.

Помимо действия защит, предохраняющих и отключающих основное оборудование, в системе защит энергоблока предусмотрены защиты локального характера. Их назначение — защитить отдельные узлы основного оборудования, а также не допустить срабатывания более «сильных» защит, вызывающих отключение турбины или всего блока. К таким защитам относятся:

1) защита при повышении давления свежего пара до 1-го предела — вызывает включение БРОУ (РОУ-1) и открытие задвижки на подводе конденсата к паросбросному устройству;

2) защита при повышении давления свежего пара до 2-го предела — вызывает принудительное открытие импульсных предохранительных клапанов на линиях свежего пара;

3) защита при повышении температуры вторично перегретого пара до 1-го предела — вызывает подачу аварийного впрыска во вторичный пароперегреватель;

4) защита при понижении давления в системе смазки до 1-го предела — вызывает включение резервного маслососа переменного тока и одновременно с ним включение в работу первого аварийного маслососа постоянного тока, который затем отключается с выдержкой времени 5 с в случае восстановления давления (в турбинах ЛМЗ). В турбинах ХТГЗ автоматическое отключение маслососов постоянного тока не предусматривается;

5) защита при понижении давления в системе смазки до 2-го предела — вызывает включение второго аварийного маслососа постоянного тока, который в дальнейшем может быть отключен лишь вручную;

6) защита при понижении давления рабочей жидкости в системе регулирования турбины до 1-го предела — вызывает включение резервных насосов переменного и постоянного тока;

Таблица 4-1

Наименование защиты	Характер импульса, вызывающего работу защиты	Наличие действующей блокировки	Уставка		Действие защиты	Примечание
			по параметру	по времени		
От осевого сдвига ротора	Импульс от реле осевого сдвига	Нет	+1,8 мм —1,2 мм	0	Останов блока	
От падения вакуума в конденсаторе	Импульс от вакуум-реле	Есть	0,0718 МПа (540 мм рт. ст.)	0	То же	Запрет на включение БРОУ и РОУ, сбрасывающих пар в конденсатор
От падения давления масла на смазку до 3-го предела	Импульс от реле давления	Нет	0,0295 МПа (0,3 кгс/см ²) (избыт.)	3 с	" "	Запрет на включение вращающегося устройства
При внутренних повреждениях генератора	Импульс от контактов реле электрических защит	Нет		0	" "	
При повышении уровня в ПВД до 2-го предела	Импульс от двух уровнемеров, один из которых действует в системе защиты по первому уровню	Нет	700 мм выше 1-го предела	0	" "	Запрет на включение ППН и ПЭН
От недопустимого повышения числа оборотов	Импульс от защиты турбины от повышения числа оборотов	Нет	3330 об/мин	0	Останов турбины, перевод котла на растопочную нагрузку	
От повышения температуры свежего пара перед турбиной или перед ЧСД	Импульс от двух термомпар	Нет	580°C для ЧВД 580°C для ЧСД	3 мин	То же	

Наименование защиты	Характер импульса, вызывающего работу защиты	Наличие действующих устройств	Уставка		Действие защиты	Примечание
			по параметру	по времени		
От понижения температуры свежего пара перед турбиной или перед ЧСД	Импульс от двух термолар	Есть	425°C для ЧВД 425°C для ЧСД	0	Останов турбины, перевод котла на расстопочную нагрузку	
От повышения давления масла в системе регулирования	Защита обеспечивается системой защиты турбины	Нет	$0,981 \pm 0,049$ МПа ($10 \pm 0,5$ кгс/см ²)	0	То же	
От понижения уровня масла в деаэрирующей бачке	Импульс от двух уровнемеров	Нет	—	20 с	" "	
При отключении всех масляных насосов системы водородного охлаждения генератора	Импульс, от последовательно включенных блок-контактов всех масляных насосов системы водородного охлаждения	Нет	—	20 с	" "	Защита может работать также при понижении перепада давления "масло—водород" до 0,0147 МПа (0,15 кгс/см ²)
При прекращении потока охлаждающей воды через статор генератора	Импульс от дифференциальных манометров	Нет	—	0	" "	Защита действует на разгрузку турбины до 30 %. Если в течение 2 мин расход не восстановится, то защита действует на останов турбины
При закрытии стопорных или отсекающих клапанов турбины	Импульс от конечных выключателей стопорных или отсекающих клапанов	Есть	—	0	" "	
При отключении генератора от сети	Импульс от замыкания блок-контактов выключателя генератора	Есть	—	0	Перевод котла на расстопочную нагрузку без отключения турбины	

7) защита при повышении уровня в любом из ПВД до 1-го предела — вызывает закрытие задвижек на входе и выходе воды из группы ПВД с одновременным открытием задвижек на байпасной линии и закрытие задвижек на подводе пара к каждому подогревателю;

8) защита при понижении давления греющего пара в первом по ходу воды ПВД — вызывает переключе-

ние слива дренажа этого подогревателя в последний по ходу воды ПВД;

9) защита при понижении давления пара, поступающего в деаэрактор, — вызывает переключение питания деаэрактора паром от источников более высокого давления.

Проверка работы местных защит должна проводиться систематически по утвержденному графику.

Глава пятая

МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА ТУРБИНЫ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ МАСЛОХОЗЯЙСТВА

5-1. ЭЛЕМЕНТЫ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ТУРБОАГРЕГАТА

Масляная система является элементом турбоустановки, в основном определяющим ее надежную и безаварийную работу. Значительное число аварий с турбоагрегатами (пожары, выплавление подшипников, отказ в работе систем регулирования и защиты) происходит из-за неудовлетворительной эксплуатации и конструктивного несовершенства элементов маслосистемы. Именно поэтому вся маслосистема в целом и ее отдельные элементы непрерывно совершенствуются.

Масло в паротурбинной установке участвует в системе смазки и в системе регулирования турбоагрегата. В мощных агрегатах блочного типа масло к тому же является и смазкой для питательных насосов, и рабочей жидкостью для их гидромуфт. В турбогенераторах с водородным охлаждением масло также служит для уплотнения водородной системы.

Все маслопроводы турбоагрегата можно условно разделить на две группы. К первой группе относятся маслопроводы низкого давления. Это в первую очередь маслопроводы

системы смазки турбоагрегата и подачи масла к гидромуфте питательного электронасоса. К этой группе также можно отнести маслопроводы системы уплотнения генератора с водородным охлаждением. Давление масла в системе смазки турбоагрегатов не превышает 0,295 МПа (3 кгс/см²), а в системе уплотнения генератора 0,392 МПа (4 кгс/см²).

Ко второй группе относятся маслопроводы системы регулирования и защиты турбоагрегата. В этой системе масло является средой, передающей регулирующий импульс, а также рабочей жидкостью гидравлических сервомоторов. Максимальное давление в этой системе (без учета повышения давления при гидроударах, возникающих во время динамических процессов) определяется напором, создаваемым главным масляным насосом. Это давление зависит от мощности, параметров и конструктивных особенностей турбоагрегата. У турбин малой и средней мощности давление главного масляного насоса составляет величину 0,49—0,98 МПа (5—10 кгс/см²). По мере роста мощности турбоагрегата и начального давления пара требуется повышать давление силового масла. Это необходимо для ограничения

размеров сервомоторов и повышения быстродействия системы регулирования.

В масляную систему турбоагрегата входят: а) система смазки; б) система регулирования и защиты; в) главные и вспомогательные маслосососы; г) масляный бак; д) система охлаждения масла; е) система уплотнения генератора с водородным охлаждением; ж) элементы защиты, блокировки и контроля маслосистемы.

а) Система смазки

При использовании в системе регулирования масла система смазки снабжается маслом от главного насоса, предварительно пропущенным через редукционный клапан. Регулируя натяжение пружины редукционного клапана, можно менять в широких пределах давление масла, поступающего на смазку. При нормальной работе турбоагрегата это давление должно поддерживаться на уровне, рекомендованном заводом-изготовителем.

Система смазки имеет общую напорную и сливную линии. Из напорной линии масло индивидуально подводится к каждому подшипнику. Количество масла, подаваемого в подшипник, определяется температурным режимом работы последнего и регулируется специальной дозирующей шайбой, установленной на входе.

В некоторых конструкциях упорных подшипников дозирующие шайбы ставят в сливных окнах вкладыша, чтобы обеспечить в нем избыточное давление смазки и избежать тем самым появления вакуумных зон, снижающих несущую способность подшипника. Сливные линии всех подшипников образуют общую магистраль, по которой масло самотеком сливается в грязный отсек маслобака. Такую схему смазки обычно имеют турбоагрегаты с шестеренчатыми или винтовыми главными маслосососами (рис. 5-1).

В системах с главными маслосососами центробежного типа, установленными на валу турбины, подача масла в подшипники производит-

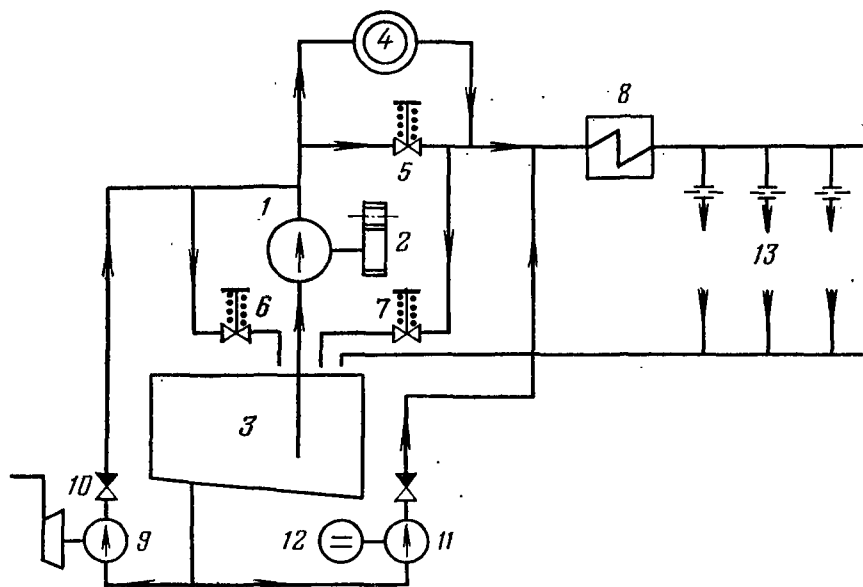


Рис. 5-1. Схема маслоснабжения турбины с главным насосом объемного типа

1 — главный масляный насос; 2 — редукторная передача; 3 — масляный бак; 4 — система регулирования; 5 — пружинный редуктор; 6 — маслосбрасывающий клапан высокого давления; 7 — маслосбрасывающий клапан низкого давления; 8 — маслоохладитель; 9 — вспомогательный турбомасляный насос; 10 — обратный клапан; 11 — аварийный электромасляный насос; 12 — электродвигатель постоянного тока; 13 — сливные линии к подшипникам.

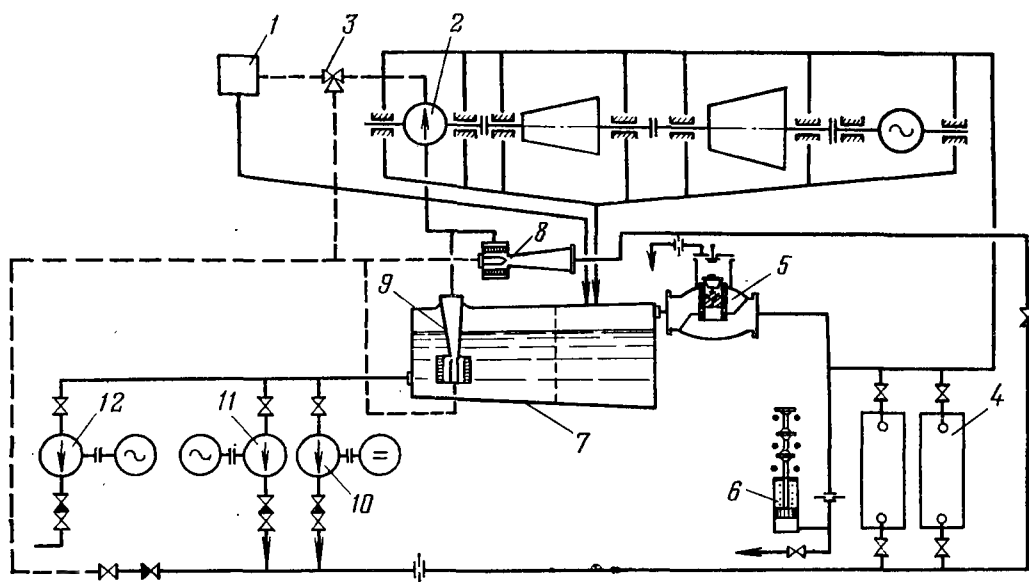


Рис. 5-2. Схема маслоснабжения турбины с центробежным главным насосом.

1 — система регулирования; 2 — главный масляный насос; 3 — двухпозиционный клапан-переключатель; 4 — маслоохладители; 5 — сливной клапан; 6 — реле давления масла; 7 — масляный бак; 8 — инжектор системы смазки; 9 — инжектор главного масляного насоса; 10 — насос системы смазки с электродвигателем постоянного тока; 11 — насос системы смазки с электродвигателем переменного тока; 12 — пусковой масляный насос.

ся с помощью специального инжектора смазки (рис. 5-2). В этих же системах маслоснабжения для создания избыточного давления во всасывающем патрубке главного маслоснасоса устанавливают инжектор подпора. Оба инжектора работают от линии силового масла главного насоса. Системы смазки, подобные представленной на рис. 5-2, применяются для турбин мощностью до 200 МВт.

Для современных мощных турбоблоков отечественного производства, у которых в системах регулирования используются негорючие жидкости, системы смазки выполняются иным образом (рис. 5-3). У этих агрегатов масло в подшипники подается специальным центробежным насосом низкого давления. Этот насос снят с вала турбины и установлен возле маслобака, который в свою очередь в целях пожаробезопасности отнесен к нулевой отметке машинного зала, на достаточное расстояние от турбины.

В последнее время в практике турбостроения для режима вращения роторов валоповоротным устройством (ВПУ) находит применение принцип гидростатической смазки подшипников. Как известно, масляный клин между шейкой вала и подшипником образуется при окружной скорости не менее 1 м/с, что соответствует частоте вращения ротора, равной 40—50 об/мин. При меньших значениях частоты вращения шейка вала имеет непосредственный контакт с баббитовой заливкой вкладыша, что приводит к интенсивному износу подшипника. Для создания в подшипниках искусственного смазочного слоя устанавливаются специальные высоконапорные вспомогательные маслоснасосы малой производительности, создающие давление масла, равное 9,8—11,8 МПа (100—120 кгс/см²). При подаче масла такого давления в подшипники турбины под шейки ротор даже в неподвижном состоянии «всплывает», что позволяет

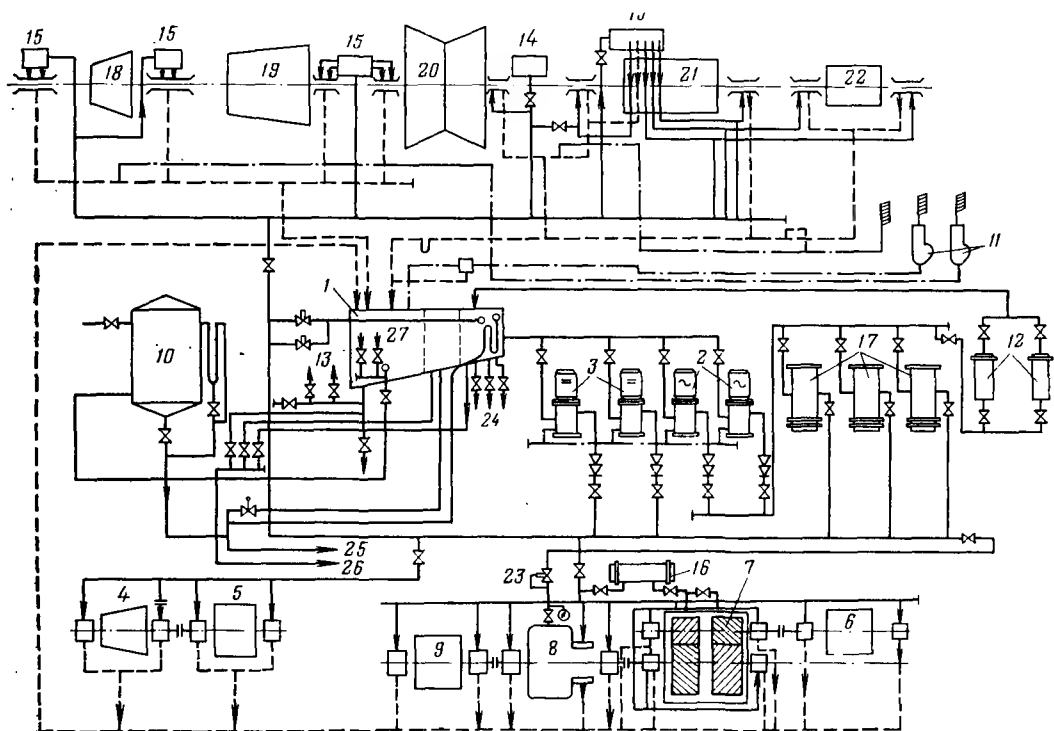


Рис. 5-3. Схема маслоснабжения турбины К-300-240 ЛМЗ.

1 — главный бак; 2 — насосы смазки переменного тока; 3 — насосы смазки постоянного тока; 4 — турбина питательного насоса; 5 — питательный турбонасос; 6 — питательный электронасос; 7 — редуктор; 8 — гидромфута; 9 — электродвигатель; 10 — доливочный бак; 11 — эксгаустеры; 12 — адсорберы; 13 — к центрифуге; 14 — валоповоротное устройство; 15 — аварийный бак; 16 — маслоохладитель ПЭН; 17 — основные маслоохладители; 18 — ЦВД турбины; 19 — ЦСД турбины; 20 — ЦНД турбины; 21 — генератор; 22 — возбудитель; 23 — регулятор подачи масла на гидромфуту; 24 — на всасывание маслонасосов уплотнений генератора; 25 — в бак аварийного слива; 26 — в аппаратуру; 27 — от центрифуги.

применять и быстроходные валоповоротные устройства и предотвращать износ баббитовой заливки подшипников при тихоходных ВПУ. При достижении ротором частоты вращения, при которой создается масляный клин, насосы высокого давления могут быть отключены.

6) Система регулирования и защиты

Система регулирования и защиты образуется из узлов регулирования и соответствующих маслопроводов. Эти элементы весьма специфичны для различных турбоагрегатов и отличаются большим разнообразием.

Маслопроводы этой системы в свою очередь подразделяются на силовые и импульсные.

Масло в силовых линиях имеет

давление, равное давлению, развиваемому главным маслонасосом. Это давление практически постоянно при всех режимах работы турбины, за исключением переходных процессов, вызванных изменением нагрузки, когда за счет кратковременного увеличения расхода давление силового масла снижается.

Давление масла в импульсных линиях системы регулирования переменного и зависит от нагрузки и режима работы паровой турбины. Это давление может меняться как автоматически за счет работы системы регулирования, так и с помощью органов ручного управления. Все органы ручного управления имеют электрический дистанционный привод на главный и блочный щиты управления.

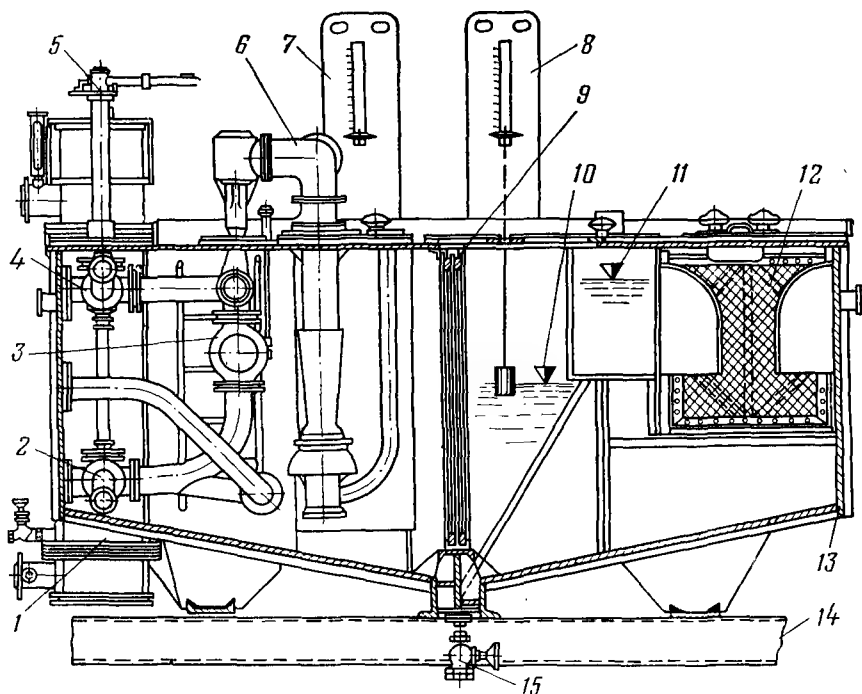


Рис. 5-4. Масляный бак турбины ТМЗ.

1 — маслоохладитель; 2 — переключающий кран нижний; 3 — обратный клапан; 4 — переключающий кран верхний; 5 — механизм переключения маслоохладителей; 6 — инжекторная группа; 7 — маслоуказатель второго отсека; 8 — маслоуказатель первого отсека; 9 — сетки основной очистки масла; 10 — нижний допустимый уровень; 11 — верхний допустимый уровень; 12 — сетки предварительной очистки; 13 — корпус бака; 14 — опорная балка; 15 — спускной вентиль.

Давление в импульсных линиях системы защиты при всех рабочих режимах турбины постоянно. Изменение этого давления происходит только в случаях срабатывания элементов защиты турбоагрегата. И эти линии имеют органы ручного управления для остановки турбины.

В современных турбинах широкое распространение получили устройства для опробования бойков автомата безопасности и периодического расшахивания их в процессе эксплуатации.

Маслопроводы этих узлов также относятся к системе защиты турбоагрегата.

Требования, предъявляемые к системам регулирования и защиты, а также вопросы эксплуатации этих систем выделены в специальную главу.

в) Главные и вспомогательные масляные насосы

Главные и вспомогательные насосы системы регулирования и смазки турбоагрегата являются наиболее ответственными элементами маслосистемы и поэтому требуют особо тщательного контроля и наблюдения.

Рассмотрим сначала системы с приводом главного масляного насоса от вала турбины. Такую систему маслоснабжения имеют и блочные установки мощностью до 200 МВт включительно. У этих агрегатов в качестве главного масляного насоса могут быть применены насосы как объемного, так и центробежного типа. Как показывает опыт эксплуатации огромного количества турбин в СССР и за ру-

бежом, такой привод главных масляных насосов является наиболее надежным, так как позволяет использовать запас кинетической энергии в роторах агрегатов для снабжения подшипников маслом во время вращения по инерции.

Маслонасосы объемного типа (шестеренчатые и винтовые) имеют редуктор, снижающий частоту вращения до 700—1500 об/мин. Необходимость установки редуктора объясняется тем, что эти насосы являются тихоходными и не могут работать с частотой вращения, равной рабочей для современных турбин. Наличие редуктора уменьшает надежность привода главного маслонасоса, усложняет эксплуатацию и ремонт. Существен и другой недостаток таких насосов. Рабочая характеристика насосов объемного типа такова, что подача жидкости у них не меняется при изменении внешнего сопротивления и зависит только от частоты вращения. Подобная характеристика главных масляных насосов не может обеспечивать необходимого быстрого действия регулирования турбин. Во время динамических процессов необходимо увеличение подачи масла в исполнительные органы регулирования возможно только за счет соответствующего уменьшения подачи масла в подшипники. Все это и послужило причиной повсеместного отказа от подобных конструкций насосов в современном турбостроении. Единственным положительным качеством насосов объемного типа является то, что они могут подсасывать не только несжимаемую жидкость (масло), но и способны создавать разрежение во всасывающей линии и в том случае, когда в ней находится воздух. Таким образом, насос объемного типа способен при низкой частоте вращения ротора подсасывать масло из бака и не требует предварительной заливки всасывающей линии.

Следует отметить, что и КПД насосов объемного типа несколько вы-

ше, чем у центробежных, однако все эти качества не позволяют этим насосам успешно конкурировать с быстроходными насосами центробежного типа.

Центробежный масляный насос на валу турбины может быть выполнен без трущихся элементов, что резко увеличивает надежность работы насоса, а следовательно, и системы маслоснабжения. Кроме того, производительность центробежного насоса зависит от сопротивления на выходе, что используется в системах регулирования. Вступление в действие регулирования уменьшает гидравлическое сопротивление системы, благодаря чему автоматически возрастает подача насоса. При этом поступление масла в систему смазки практически не снижается. На таком принципе решен вопрос быстрого действия гидродинамических систем регулирования паровых турбин [18].

Однако у центробежных насосов, расположенных на валу турбины, явление «самовсасывания» отсутствует, поэтому для создания избыточного давления во всасывающей трубе устанавливается масляный инжектор подпора, питающийся от напорной линии главного масляного насоса. Избыточное давление масла, создаваемое инжектором, препятствует проникновению воздуха в местах выхода вала насоса из корпуса и тем самым устраняет опасность «срыва» работы насоса.

Главные масляные насосы центробежного типа выполняются как одностороннего, так и двустороннего всасывания.

Насосы одностороннего всасывания наиболее просты в конструктивном выполнении. В этом случае они выполняют функции как силового маслонасоса, так и импульсного органа (импеллера).

У мощных турбоагрегатов силовой маслонасос и импульсный маслонасос (импеллер), как правило, разделены. В крупных установках даже при наличии иного импульсного органа главный масляный насос

выполнен двустороннего всасывания. Это делается для уравнивания осевых усилий маслососа, что очень важно при применении подвижного соединения вала насоса с валом турбины. В схемах с главным маслососом на валу турбины питание маслом системы смазки осуществляется от главного маслососа через редукционный клапан или инжектор смазки.

Наряду с главным насосом в системе маслоснабжения имеются вспомогательные насосы, которые включаются в работу при пусках и остановках агрегата, а также при аварии главного маслососа или других элементов маслоснабжения. Эти вспомогательные насосы спроектированы на разные давления и производительности в зависимости от того, какую функцию они выполняют.

Пусковой маслосос имеет максимальную производительность и напор из всех вспомогательных масляных насосов. В моменты пусков, когда частота вращения ротора турбины, а следовательно, и главного маслососа мала, он должен заменять главный масляный насос. Развиваемый пусковым маслососом напор обычно значительно выше, чем у главного маслососа, так как этот насос используется для гидротестирования системы после монтажа или капитального ремонта.

В старых конструкциях наряду с электрическим приводом пусковые насосы имели и паровой привод от однодисковой турбины. В более современных турбоустановках от парового привода отказались, поскольку увеличение надежности энергосистем и энергоснабжения собственных нужд позволяют обходиться электрическим приводом пусковых насосов.

Кроме пусковых насосов, имеются аварийные насосы смазки с электрическим приводом, причем один из них питается от шин трансформатора собственных нужд, а другой имеет двигатель постоянного тока и

питается от аккумуляторных батарей, которые постоянно находятся под зарядкой. Эти насосы включаются автоматически от реле давления масла в системе смазки и предназначены для безаварийной остановки турбоагрегата в случае резкого снижения давления масла, поступающего на смазку. Электронасос, работающий от аккумуляторных батарей, позволяет безаварийно остановить турбину при потере напряжения собственных нужд. Естественно, что этот насос должен иметь минимальную мощность, если учитывать малую емкость имеющихся на станции аккумуляторных батарей постоянного тока.

В турбоагрегатах отечественного производства мощностью 300 МВт и выше, как известно, главный масляный насос снят с вала турбины и заменен системой насосов регулирования и насосов смазки с электрическим приводом. Такое решение тесно связано с расположением масляного бака на нулевой отметке, вдали от горячих поверхностей турбины и паропроводов. О преимуществах такой компоновки более подробно будет изложено в разделе, посвященном масляным бакам. В данном разделе следует отметить, что такое решение сокращает длину турбоагрегата, что в свою очередь уменьшает пролет турбинного цеха. Кроме того, в случае разрывов маслопроводов смазки и при возникновении по этой причине пожара можно остановить электрический насос смазки и быстро прекратить тем самым подачу масла к месту пожара. Безаварийный останов турбины в этом случае осуществляется за счет аварийных емкостей масла, размещенных в крышках подшипников. При наличии главного масляного насоса, установленного на валу турбины, прекратить подачу масла в систему трубопроводов смазки невозможно. Перенос всех масляных насосов на нулевую отметку позволяет обеспечить работу каждого насоса «под заливом». Это устраняет необходи-

мость в инжекторе подпора для центробежных насосов и полностью исключает возможность срыва насоса из-за подсоса воздуха.

Для большей надежности масло-снабжения блоков от масляных электронасосов на каждом агрегате устанавливается по четыре насоса: два главных с двигателями переменного тока и два аварийных с двигателями постоянного тока. ЛМЗ для турбины К-300-240 в качестве главных масляных насосов использует вертикальные насосы типа 12КМ-15. Производительность каждого такого насоса 450 м³/ч, а напор 30 м вод. ст. Приводом служит асинхронный электродвигатель А-92-4ВЗ мощностью 160 кВт. ХТГЗ для турбин К-300-240 и К-500-240 использует горизонтальные насосы типа 8НДв с производительностью по 400 м³/ч и развиваемым напором 42 м вод. ст.

Приводом к этим насосам служит асинхронный электродвигатель А-101/6М мощностью 100 кВт. В качестве аварийных насосов ЛМЗ использует насосы типа 12КМ-20 производительностью 430 м³/ч и развиваемым напором 18 м вод. ст. Мощность электродвигателя постоянного тока типа П-82-ВЗ 55 кВт. ХТГЗ для аналогичных турбин применяет аварийные масляные насосы типа 5НДв производительностью по 180 м³/ч и развиваемым напором 31 м вод. ст. Мощность электропривода типа ПН-205 34 кВт.

Для одновальных турбоагрегатов К-800-240 ЛМЗ применяет те же главные масляные насосы, что и для К-300-240, но устанавливает их по три на блок.

В работе одновременно находятся два насоса. Такая схема при условии, что электродвигатели работающих насосов питаются энергией от разных источников, более надежна.

В случае отключения одного из работающих насосов подача масла в подшипники не прекращается, а только уменьшается.

В таком случае получается схема маслоснабжения с постоянно действующим резервом, где безопасность агрегата не зависит от автоматики.

При параллельной работе на одну систему двух одинаковых центробежных насосов суммарная подача масла будет определяться сопротивлением сети, и она меньше суммы подач при раздельной работе каждого насоса на ту же систему. В случае остановки одного из насосов сопротивление сети уменьшится, одновременно с этим уменьшится и напор оставшегося в работе насоса, что вызовет увеличение его подачи. В зависимости от рабочей характеристики насоса увеличение подачи может достигать до 30% нормальной.

Если учитывать, что производительность одного масляного насоса типа 12КМ-15 составляет 60—70% нормальной потребности в масле блока К-800-240, то при остановке одного насоса уменьшение подачи масла в подшипники произойдет не более чем на 20%. Это вызовет лишь понижение давления масла в системе до уровня срабатывания реле пуска резервного насоса.

Подобная схема маслоснабжения была проверена на блоке мощностью 300 МВт [49].

Однако наряду со всеми положительными свойствами электрического привода масляных насосов имеется и целый ряд недостатков такой компоновки, о которых обслуживающий персонал должен иметь представление.

Прежде всего надежность маслоснабжения агрегата безусловно понижается ввиду наличия электрического двигателя с его пусковыми и защитными устройствами. Потеря собственных нужд, резкие падения напряжения при коротких замыканиях в системе могут вызвать нарушение нормального маслоснабжения турбоагрегата.

Недостатком является и то, что для обеспечения быстрого действия во

время переходных процессов необходимо устанавливать насос регулирования с завышенной мощностью электродвигателя.

г) Масляный бак

Масляный бак турбогенератора выполняет целый ряд функций. Являясь емкостью, необходимой для обеспечения нормальной работы систем регулирования и смазки, он в то же время служит отстойником, где происходит отделение от масла воды и шлама, а также выделение находящегося в масле воздуха.

Размеры масляного бака зависят от типа и мощности турбоагрегата. У мощных турбин емкость масляного бака достигает 70 м³.

Обычно емкость масляного бака связывается с производительностью главного масляного насоса. Ориентировочно емкость бака можно принять равной 4—8 мин производительности главного масляного насоса.

Емкость масляного бака определяет также кратность циркуляции масла в маслосистеме. Под кратностью циркуляции понимается отношение объемной производительности главного масляного насоса к емкости масляного бака.

В баках турбин более раннего выпуска кратность циркуляции не превышает 6—8, что обеспечивает достаточную длительность пребывания масла в баке для его отстоя и деаэрации. В новых мощных турбоагрегатах для уменьшения емкости масляного бака приходится идти на увеличение кратности циркуляции до 12—15. Это требует применения особых устройств и мероприятий по уменьшению обводнения и аэрации масла, о чем подробно изложено в § 5-4.

Масляные баки сравнительно небольшой емкости размещаются под полом машинного зала вблизи переднего стула турбины. Такое расположение баков характерно для

турбоагрегатов, имеющих главный масляный насос на валу турбины.

В масляных баках обычно размещается различное оборудование маслосистем: инжекторы подпора главных масляных насосов, инжекторы смазки, предохранительные и редукционные клапаны, элементы защиты маслосистемы.

В ряде конструкций на крышке масляного бака располагаются вспомогательные насосы вертикального типа и эксгаустеры, удаляющие из бака масляные пары.

Для турбоблоков мощностью 300 МВт и выше у нас и частично за рубежом принята независимая схема привода главного масляного насоса от основного вала. При этом масляный бак выносится на нуле-

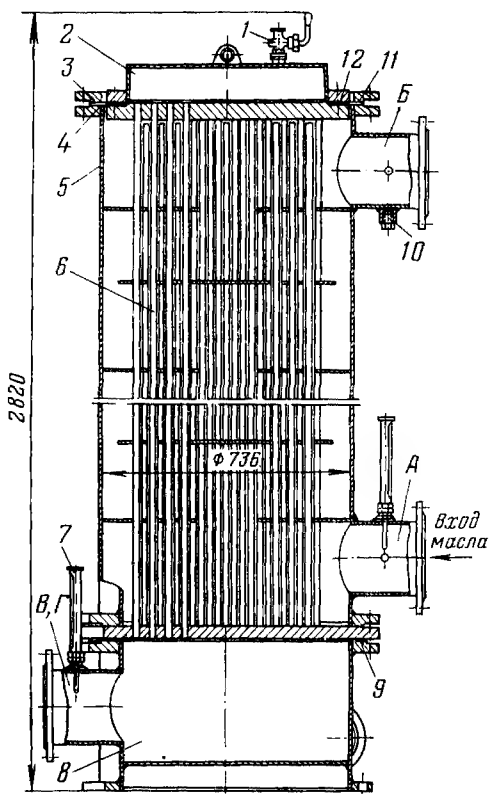


Рис. 5-5. Маслоохладитель МБР-130-165.

1 — кран-воздушник; 2 — верхняя водяная камера; 3 — фланец; 4 — мембрана; 5 — корпус; 6 — трубная система; 7 — гильза термометра; 8 — нижняя водяная камера; 9 — прокладки; 10 — пробка; 11, 12 — прокладки; А, Б — патрубки входа и выхода масла; В, Г — водяные патрубки.

вую отметку машинного зала и устанавливается на некотором расстоянии от турбины.

При таком расположении масляного бака уменьшается пожароопасность турбоагрегата, улучшаются условия эксплуатации и ревизии бака, облегчается компоновка регенеративной схемы и трубопроводов, фундамент турбины разгружается от массы наполненного маслом бака. Масляный бак находится в более благоприятных температурных условиях.

Новые турбины Уральского турбомоторного завода имеют масляные баки с встроенными маслоохладителями. Масляный бак такого типа изображен на рис. 5-4.

д) Система охлаждения масла

Система охлаждения масла включает в себя маслоохладители и соответствующие трубопроводы с необходимой контрольно-измерительной аппаратурой. Через маслоохладители пропускается лишь масло низкого давления, идущее на смазку турбоагрегата. Это позволяет сделать маслоохладитель более простым по конструкции, увеличивает плотность и надежность работы системы охлаждения. Давление масла всегда должно быть выше давления охлаждающей воды, чтобы исключить проникновение воды в масло при возникновении трещин в трубах маслоохладителя или при нару-

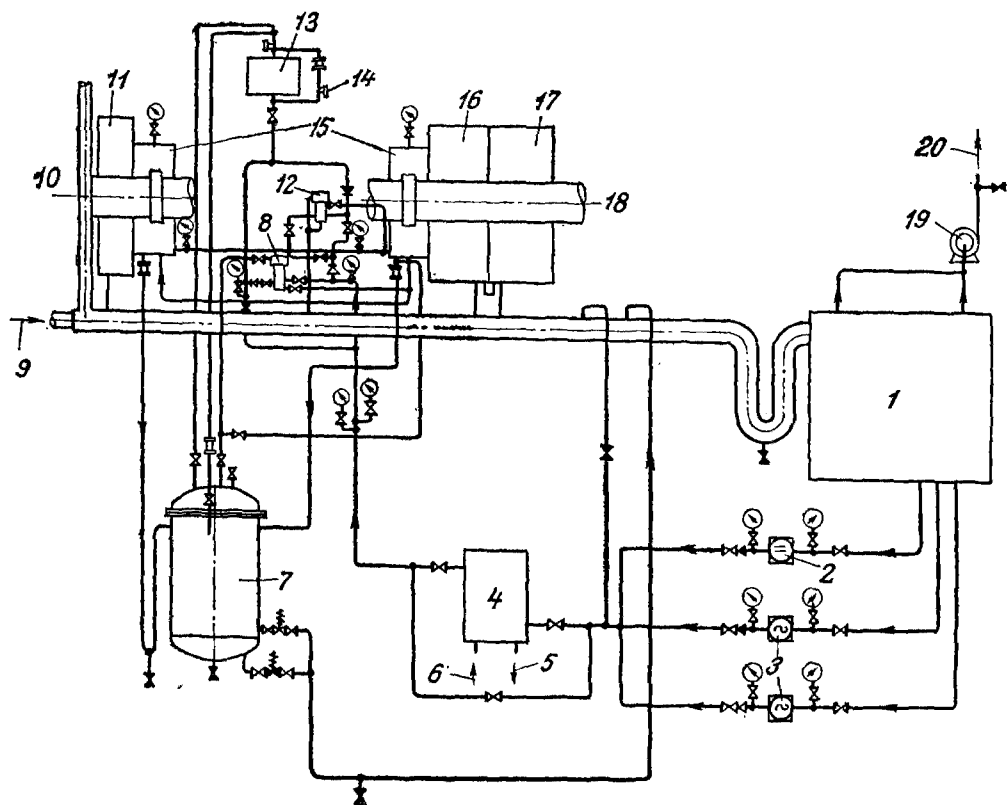


Рис. 5-6. Схема маслоснабжения уплотнений водорода турбогенератора ТВВ-320-2.

1 — масляный бак; 2 — насос с электродвигателем постоянного тока; 3 — насосы с электродвигателями переменного тока; 4 — маслоохладитель; 5 — выход воды; 6 — вход воды; 7 — гидравлический затвор; 8 — регулятор давления уплотняющего масла; 9 — масло от возбудителя; 10 — сторона возбудителя; 11 — подшипник генератора (задний); 12 — регулятор давления прижимного масла; 13 — демпферный бак; 14 — указатель уровня масла; 15 — уплотняющие подшипники; 16 — подшипник генератора (передний); 17 — подшипник турбины; 18 — сторона турбины; 19 — центробежный вентилятор; 20 — атмосферная линия.

шении плотности вальцовочного соединения трубок с трубной доской. Попадание в масло воды в больших количествах может резко ухудшить условия смазки и привести к повреждению подшипников.

Попадание масла в воду является меньшим злом, и оно может быть обнаружено по уменьшению уровня масла в маслобаке. В этом случае поврежденный маслоохладитель должен быть отключен и вместо него введен в эксплуатацию резервный. Конструкция типового маслоохладителя представлена на рис. 5-5.

е) Система уплотнения генератора с водородным охлаждением

В практике отечественного энергомашиностроения водородное охлаждение генераторов впервые было внедрено на турбогенераторах серии ТВ мощностью 100 МВт, выпускаемых ленинградским заводом «Электросила».

Водород в качестве агента, охлаждающего обмотки ротора и статора генератора, имеет целый ряд преимуществ по сравнению с воздухом. Теплоемкость водорода почти в 10 раз больше, чем у воздуха, а удельный вес водорода значительно меньше.

Первое обстоятельство существенно улучшает охлаждение обмоток ротора и статора генератора, второе — уменьшает расход мощности на вентиляцию электрического генератора. Замена воздуха водородом позволяет при всех прочих равных условиях на 15—20% увеличить мощность генератора. Только применение новых методов охлаждения (водородного, водородно-форсированного, водородно-водяного и чисто водяного) позволило создать к настоящему времени электрические генераторы мощностью от 200 до 1200 МВт в одном агрегате.

Однако применение водорода для охлаждения генераторов привело к значительному усложнению маслосистемы и ее эксплуатации. Смесь

в определенных соотношениях (3,3—81,5%) водорода с воздухом является взрывоопасной и пожароопасной. Поэтому проникновение воздуха в водородную систему или утечка водорода в атмосферу недопустимы. Контакт воздуха с водородом возможен только в местах выхода вала генератора из корпуса.

Для герметизации корпуса генератора применяется масляное уплотнение. Масло, подаваемое с определенным давлением в кольцевой зазор на концах вала генератора, служит средой, изолирующей воздух от водорода. При этом масло насыщается воздухом и водородом. Насыщение масла водородом особенно опасно, поскольку водород может выделяться из масла и скапливаться в застойных отсеках маслобака и маслосистемы. Это может привести к взрывам, что уже неоднократно имело место в практике эксплуатации систем водородного охлаждения. Насыщение масла воздухом менее опасно, но это приводит к загрязнению водорода, что ухудшает его свойства как теплоносителя.

Поэтому в системе маслоснабжения уплотнений генератора обычно предусматривается система для очищения масла от растворенного в нем воздуха и водорода. Очистка производится путем вакуумной обработки масла. Применение очистки улучшает качество масла и позволяет поддерживать в пределах 98—99% высокую чистоту водорода в корпусе генератора, однако значительно усложняет всю маслосистему. Поэтому в последних моделях мощных турбогенераторов стремятся за счет модернизации самих уплотнений уменьшить насыщение масла газами, в особенности водородом, и отказаться, таким образом, от маслочистки. Подобная схема представлена на рис. 5-6.

Масляные уплотнения по устройству и распределению масла разделяются на два основных типа: кольцевые (осевые) и торцевые (радиальные). Первые наиболее просты в конструктивном отношении и рассчитаны на небольшое давление водорода.

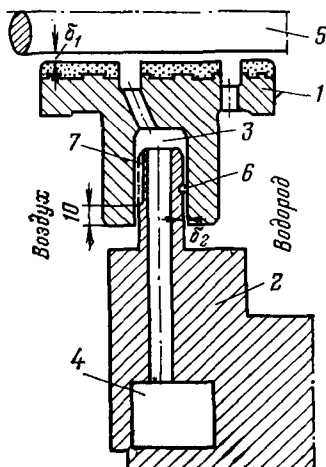


Рис. 5-7. Схема уплотнения водорода кольцевого типа.

1 — вкладыш уплотнения; 2 — корпус уплотнения; 3, 4 — кольцевые маслоподводящие каналы; 5 — вал ротора; 6 — уплотнительный пояссок; 7 — кольцевая канавка.

Рассмотрим схему кольцевого уплотнения, приведенную на рис. 5-7.

Вкладыш уплотнения 1 может свободно перемещаться в радиальном направлении в пределах зазора между вкладышем и шейкой вала. Масло, поступающее через кольцевые каналы 3 и 4 уплотняет ради-

альный зазор и смазывает одновременно баббитовую поверхность вкладыша. Необходимым условием работы масляных уплотнений является превышение давления уплотняющего масла на определенную величину (0,049—0,078 МПа, или 0,5—0,8 кгс/см²) над давлением водорода. Под действием этой разности давлений масло сливается по валу как в сторону воздуха, так и в сторону водорода.

Преимуществами уплотнений кольцевого типа являются конструктивная простота, большая надежность, нечувствительность к кратковременному изменению давления масла. Однако уплотнения этого типа имеют большой расход масла в сторону водорода, что приводит к значительному насыщению масла водородом. Кроме того, эти уплотнения не могут работать при значительном давлении водорода. Применение уплотнений такого типа, как правило, требует установки для дегазации масла.

В этом отношении более удачной конструкцией являются уплотнения торцевого типа (рис. 5-8). В этих конструкциях упорный вкладыш 2 прижимается пружинами 5 к выступу 4 вала. Масло, как и в предыдущем случае, подается в середину вкладыша, однако утечка масла в сторону водорода сократится за счет действия центробежных сил в масляной пленке, стремящихся направить поток масла в обратную сторону. Благодаря этому утечка масла в сторону водорода в таких конструкциях не превышает 3—4 л в минуту. В этих же конструкциях можно без существенного увеличения утечки масла в сторону водорода увеличить давление масла в масляном клине и перейти на повышенное давление водорода, что еще более увеличивает интенсивность охлаждения обмоток генератора.

Дальнейшим развитием масляных уплотнений водорода в генераторах является двухпоточная конструкция (рис. 5-9), в которой масло, поступающее на уплотнение делится на уплотняющее и прижимное

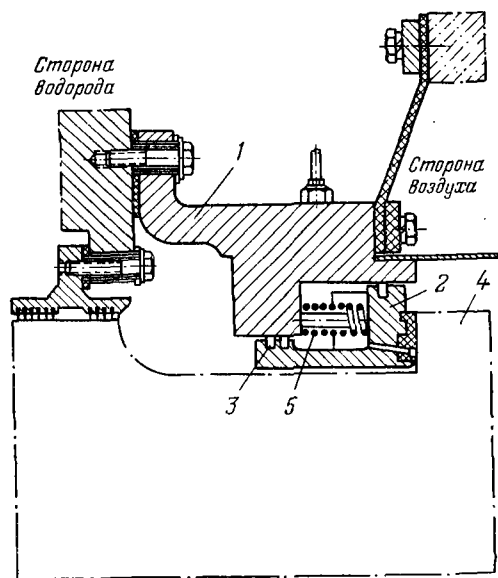


Рис. 5-8. Схема уплотнения водорода торцевого типа.

1 — корпус уплотнения; 2 — вкладыш уплотнения; 3 — уплотняющие кольца; 4 — вал ротора; 5 — спиральные пружины.

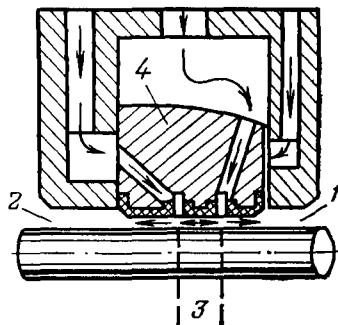


Рис. 5-9. Схема уплотнения водорода двухпоточного типа.

1 — сторона водорода; 2 — сторона воздуха; 3 — нейтральная зона; 4 — двухпоточный уплотняющий вкладыш.

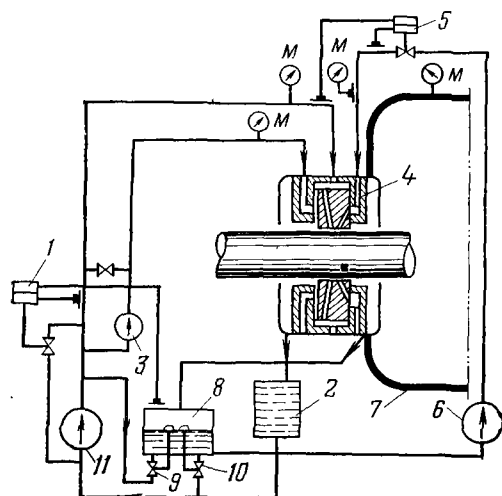


Рис. 5-10. Схема маслоснабжения уплотнения водорода двухпоточного типа.

1 — регулятор давления масла на воздушной стороне уплотнения; 2 — расширительный бак; 3, 11 — масляные насосы воздушной стороны уплотнения; 4 — уплотнительное кольцо; 5 — уравнительный регулирующий клапан; 6 — масляный насос водородной стороны уплотнения; 7 — корпус статора; 8 — поплавковый затвор; 9 — регулятор уровня водородной стороны уплотнения; 10 — регулятор уровня водородной стороны уплотнения.

Давление этих потоков масла различно и поддерживается на постоянном уровне специальными регуляторами (рис. 5-10).

Эти системы считаются более совершенными, поскольку здесь давление в масляном клине не зависит от частоты вращения, как в уплотнениях торцевого типа, и может поддерживаться на любом уровне в зависимости от давления водорода. Примером такой системы может служить схема масляного уплотнения турбогенератора ТВВ-320-2.

Применение современных схем масляных уплотнений водорода в генераторах уже не требует специальной маслоочистки, однако и эти системы остаются достаточно сложными. Они включают в себя собственные масляные насосы, регуляторы давления, имеют свою защиту и автоматику. Основной задачей последней является поддержание на заданном уровне давления масла.

В табл. 5-1 приводятся рекомендуемые величины давлений уплотняющего и прижимающего масла в зависимости от типа генератора и давления водорода [1].

Приведенные в табл. 5-1 данные характерны как для новых турбогенераторов, так и для старых с реконструированной системой уплотнений водорода.

ж) Элементы защиты, блокировки и контроля маслосистемы

Поскольку от нормальной работы маслосистемы в первую очередь зависит безопасность турбоагрегата, эта система имеет свою автоматизацию и защиту.

К средствам автоматизации прежде всего относится блокировка масляных насосов. Ввиду того, что даже кратковременный перерыв в снабжении маслом системы смазки может вызвать выплавление подшипников, маслоснасосы смазки заблокированы таким образом, чтобы включение резервного насоса производилось автоматически. Импульсом для включения насоса является

Таблица 5-1

Тип турбогенератора	Давление, МПа (кгс/см²)			Допустимая утечка газа, м³/сут
	номинальное водорода	уплотняющего масла	прижимающего масла	
ТГВ-25	0,098 (1,0)	0,137—0,147 (1,4—1,5)	0,0785 (0,8)	1,5
ТВС-30	0,098 (1,0)	0,137—0,147 (1,4—1,5)	0,0785 (0,8)	1,5
ТВ2-30-2	0,098 (1,0)	0,137—0,147 (1,4—1,5)	0,0785 (0,8)	1,5
ТВ-50-2	0,098 (1,0)	0,147 (1,5)	0,147 (1,5)	2,0
ТВ-60-2	0,196 (2,0)	0,245 (2,5)	0,157 (1,6)	2,0
ТВФ-100-2	0,196 (2,0)	0,245 (2,5)	—	2,5
ТВ2-100-2	0,098 (1,0)	0,167 (1,7)	0,108 (1,1)	4,0
ТВ2-150-2	0,196 (2,0)	0,255—0,265 (2,6—2,7)	0,226 (2,3)	5,0
ТВВ-165-2	0,294 (3,0)	0,353 (3,6)	—	4,0
ТВВ-200-2	0,294 (3,0)	0,353 (3,6)	—	4,0
ТГВ-200	0,294 (3,0)	0,373—0,383 (3,8—3,9)	—	5,0
ТГВ-300	0,294 (3,0)	0,373—0,383 (3,8—3,9)	—	6,0
ТВВ-320-2	0,294 (3,0)	0,363 (3,7)	0,098 (1,0)	4,0

падение давления масла в системе смазки. Импульсным органом в данном случае является реле давления (РПДС).

Задача защиты систем смазки турбоагрегатов с маслоснабжением от масляных насосов с электроприводом стоит более остро, чем для агрегатов с главным масляным насосом, приводимым непосредственно от вала турбины.

Объясняется такое положение малой инерционностью роторов масляных насосов с независимым приводом. После отключения электронасоса падение давления масла в системе смазки происходит за 1—2 с. Если учесть, что реле, реагирующее на снижение давления, имеет определенное время срабатывания, а включенный в работу резервный насос к тому же должен затратить некоторое время для разгона ротора, то может произойти перебой в маслоснабжении подшипников, который приведет к аварии. Для предотвращения этого заводами — изготовителями турбоагрегатов разработаны системы уставок, которыми определены уровни снижения давления масла в системах смазки отдельно для включения резервных и аварийных масляных насосов, а также и для аварийного отключения агрегата.

Кроме того, дополнительно к реле давления применяются токовые реле, включающие в работу ре-

зервные или аварийные маслососы при исчезновении тока в обмотках электродвигателей работающих маслососов. В этом случае резервные маслососы включаются раньше, чем срабатывает реле давления.

Для обеспечения надежной работы автоматических устройств включения маслососов они должны систематически опробоваться. Согласно ПТЭ такое опробование должно производиться 2 раза в месяц на работающей турбине и перед каждым пуском и остановом турбоагрегата.

Однако и эти мероприятия не могут считаться достаточными для защиты подшипников от выплавления при аварийных отключениях маслососов системы смазки, поскольку эти устройства в нормальных условиях эксплуатации находятся в неподвижном состоянии. Отказ в их работе можно обнаружить только в момент их вступления в работу, т. е. в аварийных режимах или при специальных проверках. Систематическое опробование систем защит хотя и уменьшает вероятность отказа в работе, но полностью исключить его не может, поэтому безаварийный останов крупной турбины при отказе в работе маслососов является проблемой первостепенной важности.

У современных крупных турбоагрегатов эта проблема решается применением дополнительных масляных емкостей, из которых масло самотеком подается в подшипники при выходе из строя насосов. Эти емкости должны быть расположены выше оси турбоагрегата и иметь достаточное количество масла для снабжения подшипников на все время выбега ротора машины. Чаще всего эти емкости располагаются в крышках подшипников. На рис. 5-11 приводится схема такого подшипника. Количество масла, поступающего в подшипники при останове, должно меняться с изменением частоты вращения, уменьшаясь к концу выбега. Снижение уровня в ем-

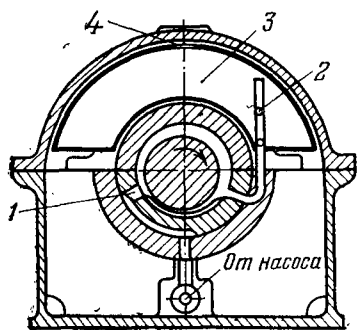


Рис. 5-11. Схема установки аварийной емкости в крышке подшипника.

1 — подача масла в нормальных условиях; 2 — дозирующая трубка; 3 — аварийная емкость; 4 — перелив.

кости уменьшает расход масла, что примерно соответствует изменению числа оборотов, однако полного соответствия расхода и потребности масла не наблюдается.

Для устранения этого недостатка ВТИ [49] предложен простой способ регулирования вытекающего масла. Масло из резервного объема подается в подшипник через трубу 2, имеющую сверления по высоте (рис. 5-11). В первый момент времени, когда начинается слив масла из аварийной емкости, масло подается через все отверстия. По мере понижения уровня в емкости 3 количество отверстий, через которое вытекает масло, уменьшается и при одновременном снижении напора расход масла сокращается. При этом за счет изменения диаметра и расположения отверстий может быть выполнен любой закон опорожнения емкости.

Пробные остановки турбины при выключенных насосах смазки показали достаточную надежность этой системы.

На рис. 5-12 [17] приведены результаты опыта останова одной из турбин при подаче масла в подшипники только из резервных емкостей. В процессе останова турбины при подаче масла только из аварийных емкостей замерялись температуры баббитовой заливки вкладышей подшипников, изменение количества масла в аварийных емкостях, вакуум в конденсаторе и частота вращения ротора турбины. Как видно из графика, некоторое повышение температуры баббита вкладышей кратковременно и не превосходит допустимых величин. В отдельных случаях аварийные емкости размещены не в крышках подшипников, а в специальных масляных бачках, расположенных на выпускных патрубках ЦНД турбины. Это позволяет иметь бачки большей емкости, но приводит к появлению дополнительных маслопроводов, что усложняет конструкцию и ее монтаж.

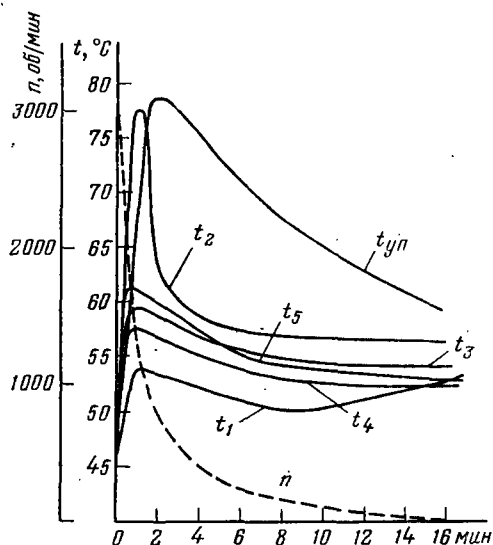


Рис. 5-12. Результаты опыта останова турбины при подаче масла в подшипники только из резервных емкостей.

t_{yn} — температура колодки упорного подшипника; t_1, t_2, t_3, t_4 — температура баббита опорных подшипников турбины; n — частота вращения ротора.

Как показывает опыт эксплуатации блочных турбоагрегатов К-300-240, применение резервных емкостей масла позволяет решать еще одну важную задачу по обеспечению надежной эксплуатации этих агрегатов, имеющих масляные насосы с электроприводом. Резервные бачки обеспечивают безопасность подшипников и в момент автоматического переключения насосов смазки, даже в том случае, если переключение сопровождается глубоким провалом давления масла в системе смазки.

Весьма ответственным узлом масляной системы являются масляные уплотнения водородного охлаждения генератора. Согласно ПТЭ турбина должна быть остановлена при понижении перепада давлений «водород—масло» ниже предельной величины. Это понижение может быть вызвано неисправностью регулятора перепада давлений «водород—масло», а также отключением или выходом из строя масло-

насоса системы уплотнения генератора. В таком случае включается резервный маслоснасос и действует аварийная сигнализация.

Для турбогенераторов мощностью 300 МВт и выше с целью повышения надежности маслоснабжения уплотнений генератора дополнительно применены масляные баки, которые установлены под крановыми путями на высоте 10 м от оси машины. Этим обеспечивается необходимый перепад давления «масло — водород», так как к верхней точке каждого бака подведена линия водорода из системы охлаждения генератора. Запас масла в баке рассчитан на снабжение уплотнений в течение времени выбега ротора.

В качестве защитных органов маслосистемы следует также называть предохранительные клапаны, защищающие маслопроводы от резкого повышения давления. Это особенно касается маслосистем с главными насосами объемного типа, которые при отсутствии слива могут создать давление практически неограниченной величины и разорвать напорные маслопроводы.

Контроль за уровнем масла в масляном баке осуществляется с помощью поплавкового указателя уровня. Последний устанавливается в маслозаборной камере и имеет звуковую и световую сигнализацию. Эта сигнализация включается при понижении уровня масла до минимальной отметки.

У турбогенераторов с водородным охлаждением генератора особое внимание следует обращать на возможность проникновения водорода в масляный бак. Водород, скапливаясь в верхней части бака, может создать взрывоопасную смесь. В этом случае достаточно искры, чтобы произошел взрыв. Искру может вызвать замыкание электрических контактов маслоуказательного устройства. Для предотвращения подобных явлений необходимо тщательно вентилировать

маслобак с помощью эксгаустера, кроме того, необходимо все сигнализирующие устройства выполнить без контактов.

В современных блочных установках все приборы контроля за работой маслосистемы и система управления устанавливаются на блочном щите управления, с которого и осуществляется все оперативное управление работой маслосистемы.

5-2. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБИННЫХ МАСЕЛ

а) Маркировка и области применения

Турбинное масло относится к высококачественным дистиллятным маслам, получаемым в процессе перегонки нефти. В системе смазки и регулирования применяются турбинные масла (ГОСТ 32-53) следующих марок: турбинное 22п (турбинное с присадкой ВТИ-1), турбинное 22 (турбинное Л), турбинное 30 (турбинное УТ), турбинное 46 (турбинное Т) и турбинное 57 (турбодукторное). Масла первых четырех марок являются дистиллятными продуктами, а последнее получают смешением турбинного масла с авиационным.

Помимо масел, выпускаемых согласно ГОСТ 32-53, широкое распространение получают турбинные масла, выпускаемые по Межреспубликанским техническим условиям (МРТУ). Это прежде всего сернистые масла с различными присадками, а также масла мало-сернистых нефтей Ферганского завода.

В настоящее время применяется цифровая маркировка масел: цифра, характеризующая сорт масла, представляет собой кинематическую вязкость данного масла при температуре 50 °С, выраженную в сантистоксах. Индекс «п» означает, что масло эксплуатируется с антиокислительной присадкой.

Стоимость масла находится в прямой зависимости от его марки, и чем выше вязкость масла, тем оно дешевле. Каждый сорт масла должен применяться строго по его назначению, и замена одного другим не допускается. Это особенно касается основного энергетического оборудования электростанций.

Области применения различных масел определены следующим образом.

Турбинное масло 22 и 22п применяется для подшипников и системы регулирования турбогенераторов малой, средней и большой мощности с частотой вращения ротора 3000 об/мин. Турбинное масло 22 применяется также для подшипников скольжения центробежных насосов с циркуляционной и кольцевой системой смазки. Турбинное 30 применяется для турбогенераторов с частотой вращения ротора 1500 об/мин и для судовых турбинных установок. Турбинные масла 46 и 57 используются для агрегатов, имеющих редукторы между турбиной и приводом.

Физико-химические свойства турбинных масел приведены в табл. 5-2.

б) Свойства турбинных масел

Турбинное масло должно отвечать нормам ГОСТ 32-53 (табл. 5-2) и отличаться высокой стабильностью своих свойств. Из основных свойств масла, характеризующих его эксплуатационные качества, важнейшими являются следующие:

Вязкость. Вязкость, или коэффициент внутреннего трения, характеризует потери на трение в масляном слое. Вязкость является важнейшей характеристикой турбинного масла, по которой и производится его маркировка.

От величины вязкости зависят такие важные в эксплуатационном отношении величины, как коэффициент теплоотдачи от масла к стенке, потеря мощности на трение в подшипниках, а также расход масла через маслопроводы, золотники, дозирующие шайбы.

Вязкость может быть выражена в единицах динамической, кинематической и условной вязкости.

Вязкостью динамической, или коэффициентом внутреннего трения, называется величина, равная отношению силы внутреннего трения, действующей на поверхность слоя жидкости при градиенте скорости, равном единице, к площади этого слоя.

Таблица 5-2

Показатель	Турбинное масло (ГОСТ 32-53)				
	22п	22	30	46	57
Вязкость кинематическая при 50 °С, сст. . .	20—23	20—23	28—32	44—48	55—59
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла, не более	0,02	0,02	0,02	0,02	0,05
Стабильность:					
а) осадок после окисления, %, не более	0,05	0,10	0,10	0,15	—
б) кислотное число после окисления, мг КОН на 1 г масла, не более	0,20	0,35	0,35	0,45	—
Выход золы, %, не более	0,005	0,005	0,005	0,02	0,04
Время деэмульсации, мин, не более	8	8	8	8	8
Содержание водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствует				
Содержание механических примесей	Отсутствует				
Температура вспышки в открытом тигле, °С, не ниже	180	180	180	195	195
Температура застывания, °С, не выше . . .	—15	—15	—10	—10	—
Натровая проба с подкислением, баллы, не более	2	2	2	2	2
Прозрачность при 0°С	Прозрачное				

Динамическую вязкость μ можно определить по формуле, выражающей силу F внутреннего трения:

$$\mu = \frac{F}{\frac{\Delta v}{\Delta l} \Delta S}, \quad (5-1)$$

где $\Delta v/\Delta l$ — градиент скорости; ΔS — площадь поверхности слоя, на которую действует сила внутреннего трения.

В системе СГС единицей динамической вязкости является пуаз. Размерность пуаз: $\text{дн} \cdot \text{с}/\text{см}^2$ или $\text{г}/(\text{см} \cdot \text{с})$. В единицах технической системы динамическая вязкость имеет размерность $\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Существует следующее отношение между динамической вязкостью, выраженной в системе СГС, и технической:

$$1 \text{ пуаз} = 0,0102 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2.$$

В системе СИ за единицу динамической вязкости принят $1 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$, или $1 \text{ Па} \cdot \text{с}$.

Соотношение между старыми и новыми единицами вязкости следующее:

$$1 \text{ пуаз} = 0,1 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 0,1 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

$$1 \text{ кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 9,80665 \text{ Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2 = 9,80665 \text{ Па} \cdot \text{с}.$$

Кинематической вязкостью называется величина, равная отношению динамической вязкости жидкости к ее плотности.

Единицей кинематической вязкости в системе СГС является стокс. Размерность стока — $\text{см}^2/\text{с}$. Сотая часть стока называется сантистоксом. В технической системе и системе СИ кинематическая вязкость имеет размерность $\text{м}^2/\text{с}$.

Вязкость условная, или вязкость в градусах Энглера, определяется как отношение временн истечения 200 мл испытываемой жидкости из вискозиметра типа ВУ или Энглера при температуре испытания ко времени истечения такого же количества дистиллированной воды при температуре 20°C . Величина этого отношения выражается как число условных градусов.

Если для испытания масла применяется вискозиметр типа ВУ, то вязкость выражается в условных единицах, при использовании вискозиметра Энглера вязкость выражается в градусах Энглера. Для характеристики вязкостных свойств турбинного масла пользуются как единицами кинематической вязкости, так и единицами условной вязкости (Энглера). Для перевода градусов условной вязкости (Энглера) в кинематическую можно воспользоваться формулой

$$\nu_t = 0,07319 \mathcal{E}_t - \frac{0,0631}{\mathcal{E}_t}, \quad (5-2)$$

где ν_t — кинематическая вязкость в сантистоксах при температуре t ; $\mathcal{E}_t$ — вязкость в градусах Энглера при температуре t ; $\mathcal{E}_{20}$ — вязкость в градусах Энглера при 20°C .

Вязкость масла весьма сильно зависит от температуры (рис. 5-13), причем эта зависимость более резко

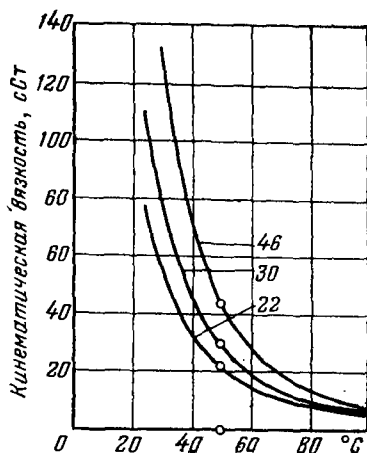


Рис. 5-13. Зависимость вязкости турбинного масла от температуры.

22, 30, 46 — марки масла.

выражена у тяжелых масел. Это значит, что для сохранения вязкостных свойств турбинного масла необходимо эксплуатировать его в достаточно узком диапазоне температур. Правилами технической эксплуатации этот диапазон устанавливается в пределах $35\text{--}70^\circ\text{C}$. Эксплуатация турбоагрегатов при более низких или высоких температурах масла не допускается.

Опытами установлено, что удельная нагрузка, которую может выдерживать подшипник скольжения, возрастает с увеличением вязкости масла. С повышением температуры уменьшается вязкость смазки и, следовательно, несущая способность подшипника, что в конечном счете может вызвать прекращение действия смазочного слоя и выплавление баббитовой заливки подшипника. Кроме того, при высоких температурах масло быстрее окисляется и стареет. При низких температурах из-за увеличения вязкости сокращается расход масла через дозирующие шайбы маслопроводов. В таких условиях количество масла, подаваемого в подшипник, уменьшается, и подшипник будет работать с повышенным нагревом масла.

Вязкость масла зависит также и от давления. Приблизительно увеличение вязкости минеральных масел в зависимости от давления в интервале температур от 20 до 100°C может быть представлено в табл. 5-3.

Таблица 5-3

Давление, МПа (кгс/см ²)	Повышение вязкости, % от исходной при нормальном давлении
6,87 (70)	20—25
14,7 (150)	35—40
19,6 (200)	50—60
39,2 (400)	120—160
58,8 (600)	250—350

Зависимость вязкости от давления более точно может быть вычислена по формуле

$$\nu_p = \nu_0 a^p, \quad (5-3)$$

где ν_p — кинематическая вязкость при давлении p ; ν_0 — кинематическая вязкость при атмосферном давлении; p — давление, кгс/см²; a — постоянная, величина которой для минеральных масел равна 1,002—1,004.

Как видно из таблицы, зависимость вязкости от давления менее выражена, чем зависимость вязкости от температуры, и при изменении давления на несколько атмосфер этой зависимостью можно пренебречь.

Кислотное число является показателем содержания кислот в масле. Кислотное число представляет собой количество миллиграммов едкого кали, необходимого для нейтрализации 1 г масла.

В смазочных маслах минерального происхождения содержатся главным образом нафтеновые кислоты. Нафтеновые кислоты, несмотря на слабовыраженные кислотные свойства, при соприкосновении с металлами, особенно цветными, вызывают коррозию последних, образуя металлические мыла, которые могут выпадать в виде осадка. Корродирующее действие масла, содержащего органические кислоты, зависит от их концентрации и молекулярного веса: чем ниже молекулярный вес органических кислот, тем более они агрессивны. Это относится и к кислотам неорганического происхождения.

Поэтому содержание низкомолекулярных кислот и щелочей в турбинном масле считается недопусти-

мым. Эти кислоты и щелочи хорошо растворяются в воде, особенно горячей, и называются поэтому водорастворимыми. Наличие водорастворимых кислот и щелочей определяется реакцией водной вытяжки, которая для качественного масла должна быть нейтральной.

Стабильность масла характеризует сохранение его основных свойств в процессе длительной эксплуатации.

Для определения стабильности масло подвергают искусственному старению путем нагрева его с одновременной продувкой воздухом, после чего определяют процент осадка, кислотное число и содержание водорастворимых кислот. Ухудшение качеств искусственно состаренного масла не должно превышать норм, указанных в табл. 5-2.

Зольность масла — количество неорганических примесей, остающихся после сжигания навески масла в тигле, выраженное в процентах к маслу, взятому для сжигания. Зольность чистого масла должна быть минимальной. Высокая зольность указывает на плохую очистку масла, т. е. на наличие в масле различных солей и механических примесей. Повышенное содержание солей делает масло малоустойчивым к окислению. В маслах, содержащих антиокислительные присадки, допускается повышенная зольность.

Скорость деэмульсации является важнейшей эксплуатационной характеристикой турбинного масла.

Под скоростью деэмульсации понимается время в минутах, в течение которого полностью разрушается эмульсия, образовавшаяся при пропускании пара через масло в условиях испытания.

Свежее и хорошо очищенное масло плохо смешивается с водой. Вода быстро отделяется от такого масла и оседает на дне бака даже при непродолжительном времени пребывания масла в нем. При пло-

хом качестве масла вода полностью не отделяется в маслобаке, а образует с маслом довольно стойкую эмульсию, которая продолжает циркулировать в маслосистеме. Наличие в масле водомасляной эмульсии изменяет вязкость масла и все его основные характеристики, вызывает коррозию элементов маслосистемы, приводит к образованию шлама. Смазывающие свойства масла резко ухудшаются, что может привести к повреждению подшипников. Процесс старения масла при наличии эмульсий еще более ускоряется.

Наиболее благоприятные условия для образования эмульсий создаются в масляных системах паровых турбин, поэтому к турбинным маслам предъявляются требования высокой деэмульсирующей способности, т. е. способности масла быстро и полностью отделяться от воды.

Температурой вспышки масла называется та температура, до которой необходимо нагреть масло, чтобы пары его образовали с воздухом смесь, способную воспламениться при поднесении к ней открытого огня.

Температура вспышки характеризует наличие в масле легких летучих углеводородов и испаряемость масла при его нагревании. Температура вспышки зависит от сорта и химического состава масла, причем с увеличением вязкости масла температура вспышки обычно увеличивается.

В процессе эксплуатации турбинного масла его температура вспышки понижается. Это объясняется испарением низкокипящих фракций и явлениями разложения масла. Резкое уменьшение температуры вспышки говорит об интенсивном разложении масла, вызванном местными перегревами его. Температура вспышки определяет также и пожароопасность масла, хотя более характерной величиной в этом отношении является температура самовоспламенения масла.

Температурой самовоспламенения масла называется такая температура, при достижении которой масло воспламеняется без поднесения к нему открытого огня. Эта температура для турбинных масел примерно вдвое выше, чем температура вспышки, и зависит в основном от тех же характеристик, что и температура вспышки.

Механические примеси — различные твердые вещества, находящиеся в масле в виде осадка или во взвешенном состоянии.

Масло может загрязняться механическими примесями в процессе хранения и транспортировки, а также в процессе эксплуатации. Особенно сильное загрязнение масла наблюдается при некачественной чистке маслопроводов и маслобака после монтажа и ремонтов. Находясь в масле во взвешенном состоянии, механические примеси вызывают усиленный износ трущихся деталей. Согласно ГОСТ механические примеси в турбинном масле должны отсутствовать.

Температура застывания масла является весьма важным показателем качества масла, позволяющим определить возможность работы масла при низких температурах. Потеря подвижности масла с понижением его температуры происходит вследствие выделения и кристаллизации растворенных в масле твердых углеводородов.

Температурой застывания масла называется та температура, при которой испытываемое масло в условиях опыта загустевает настолько, что при наклоне пробирки с маслом под углом 45° уровень масла остается неподвижным в течение 1 мин.

Прозрачность характеризует отсутствие в масле посторонних включений: механических загрязнений, воды, шлама. Прозрачность масла проверяется путем охлаждения пробы масла. Масло, охлажденное до 0°C , должно оставаться прозрачным.

в) Условия работы турбинного масла. Старение масла

Условия работы масла в масляной системе турбогенератора считаются тяжелыми вследствие постоянного действия целого ряда неблагоприятных для масла факторов. К ним относятся:

1. Воздействие высокой температуры

Нагрев масла в присутствии воздуха способствует усиленному его окислению. Изменяются и другие эксплуатационные характеристики масла. Вследствие испарения легкокипящих фракций увеличивается вязкость, уменьшается температура вспышки, ухудшается деэмульсионная способность и т. д. Основной нагрев масла происходит в подшипниках турбины, где масло нагревается от 35—40 до 50—55 °С. Масло главным образом нагревается за счет трения в масляном слое подшипника и частично за счет передачи тепла по валу от более нагретых частей ротора.

Температура масла, выходящего из подшипника, замеряется в сливной линии, что дает приблизительное представление о температурном режиме подшипника. Однако сравнительно низкая температура масла на сливе не исключает возможности местного перегрева масла вследствие несовершенства конструкции подшипника, некачественного изготовления или неправильной его сборки. Особенно это относится к упорным подшипникам, где различные сегменты могут быть нагружены по-разному. Такие местные перегревы способствуют усиленному старению масла, поскольку с увеличением температуры свыше 75—80 °С окисляемость масла резко возрастает.

Масло может нагреваться и в самих картерах подшипников от соприкосновения с горячими стенками, нагреваемыми извне паром или за счет теплопередачи от кор-

пуса турбины. Нагрев масла происходит также в системе регулирования — серводвигателях и маслопроводах, проходящих вблизи горячих поверхностей турбины и паропроводов.

2. Распыливание масла вращающимися деталями турбоагрегата

Все вращающиеся детали — муфты, зубчатые колеса, гребни на валу, уступы и заточки вала, центробежный регулятор скорости и др. — создают разбрызгивание масла в картерах подшипников и колонках центробежных регуляторов скорости. Распыленное масло приобретает весьма большую поверхность соприкосновения с воздухом, всегда находящимся в картере, и перемешивается с ним. В результате масло подвергается интенсивному воздействию кислорода воздуха и окисляется. Способствует этому также большая скорость, приобретаемая частицами масла относительно воздуха.

В картерах подшипников происходит постоянный обмен воздуха за счет подсосывания его в зазор по валу в связи с несколько пониженным давлением в картере. Понижение давления в картере можно объяснить эжектирующим действием сливных маслопроводов. Особенно интенсивно разбрызгивают масло подвижные муфты с принудительной смазкой. Поэтому для уменьшения окисления масла эти муфты окружаются металлическими кожухами, уменьшающими разбрызгивание масла и вентиляцию воздуха. Защитные кожухи устанавливаются также и при жестких муфтах для того, чтобы уменьшить циркуляцию воздуха в картере и ограничить скорость окисления масла, находящегося в картере подшипника.

Для предотвращения вытекания масла из корпуса подшипника в осевом направлении весьма эффективны маслоотбойные кольца и канавки, выточенные в баббите у концов подшипника в местах

выхода вала. Особенно большой эффект дает применение винтоканавочных уплотнений УралВТИ.

3. Воздействие содержащегося в масле воздуха

Воздух в масле содержится в виде пузырьков различного диаметра и в растворенном виде. Захват воздуха маслом происходит в местах наиболее интенсивного перемешивания масла с воздухом, а также в сливных маслопроводах, где масло не заполняет всего сечения трубы и подсасывает воздух.

Прохождение масла, содержащего воздух, через главный масляный насос сопровождается быстрым сжатием воздушных пузырьков. При этом температура воздуха в крупных пузырьках резко возрастает. Вследствие быстроты процесса сжатия воздух не успевает отдать тепло окружающей среде, и поэтому процесс сжатия следует считать адиабатическим. Выделяющееся тепло, несмотря на ничтожно малую абсолютную величину и на кратковременность воздействия, существенно катализирует процесс окисления масла. Пройдя насос, сжатые пузырьки постепенно растворяются, а содержащиеся в воздухе примеси (пыль, зола, водяной пар и т. д.) переходят в масло и, таким образом, загрязняют и обводняют его.

Старение масла за счет содержащегося в нем воздуха особенно заметно в крупных турбинах, где давление масла после главного маслонасоса велико, а это приводит к значительному повышению температуры воздуха в воздушных пузырьках со всеми вытекающими отсюда последствиями.

4. Воздействие воды и конденсирующегося пара

Основным источником обводнения масла в турбинах старых конструкций (без отсоса пара из лабиринтовых уплотнений) является пар,

выбивающийся из лабиринтовых уплотнений и подсасывающийся в корпус подшипника. Интенсивность обводнения в этом случае в значительной мере зависит от состояния лабиринтового уплотнения вала турбины и от расстояния между корпусами подшипника и турбины. Другим источником обводнения является неисправность парозапорной арматуры вспомогательного турбомаслонасоса. Вода попадает также в масло и из воздуха вследствие конденсации паров и через маслоохладители.

В питательных турбомаслонасосах с централизованной смазкой масло может обводняться за счет утечек воды из уплотнений насоса.

Особенно опасно обводнение масла, происходящее вследствие контакта масла с горячим паром. В этом случае масло не только обводняется, но и нагревается, что ускоряет старение масла. При этом образующиеся низкомолекулярные кислоты переходят в водный раствор и активно воздействуют на металлические поверхности, контактирующие с маслом. Наличие воды в масле способствует образованию шлама, который оседает на поверхности маслобака и маслопроводов. Попадая в линию смазки подшипников, шлам может закупорить отверстия в дозирующих шайбах, установленных на нагнетательных линиях, и вызвать перегрев или даже выплавление подшипника. Попадание шлама в систему регулирования может нарушить нормальную работу золотников, букс и других элементов этой системы.

Проникновение горячего пара в масло также приводит к образованию масловодяной эмульсии. В этом случае поверхность соприкосновения масла с водой резко увеличивается, что облегчает растворение в воде низкомолекулярных кислот. Масловодяная эмульсия может попасть в систему смазки и регулирования турбины и существенно ухудшить условия ее работы.

5. Воздействие металлических поверхностей

Циркулируя в маслосистеме, масло постоянно находится в контакте с металлами: чугуном, сталью, бронзой, баббитом, что способствует окислению масла. Вследствие воздействия на металлические поверхности кислот образуются продукты коррозии, попадающие в масло. Некоторые металлы оказывают каталитическое действие на процессы окисления турбинного масла.

Все эти постоянно действующие неблагоприятные условия вызывают старение масла.

Под старением мы понимаем изменение физико-химических свойств турбинного масла в сторону ухудшения его эксплуатационных качеств.

Признаками старения масла являются:

- 1) увеличение вязкости масла;
- 2) увеличение кислотного числа;
- 3) понижение температуры вспышки;
- 4) появление кислой реакции водной вытяжки;
- 5) появление шлама и механических примесей;
- 6) уменьшение прозрачности.

Интенсивность старения масла зависит от качества залитого масла, уровня эксплуатации маслохозяйства и конструктивных особенностей турбоагрегата и маслосистемы.

Масло, имеющее признаки старения, согласно нормам еще считается годным к эксплуатации, если:

- 1) кислотное число не превышает 0,5 мг КОН на 1 г масла;
- 2) вязкость масла не отличается от первоначальной более чем на 25 %;
- 3) температура вспышки понизилась не более чем на 10 °С от первоначальной;
- 4) реакция водной вытяжки — нейтральная;
- 5) масло прозрачно и не содержит воды и шлама.

При отклонении одной из перечисленных характеристик масла от

норм и невозможности восстановить качество его на работающей турбине масло в кратчайший срок подлежит замене.

г) Контроль качества масла

Важнейшим условием качественной эксплуатации маслохозяйства турбинного цеха является тщательный и систематический контроль качества масла.

Для масла, находящегося в эксплуатации, и предусматриваются два вида контроля: цеховой контроль и сокращенный анализ. Объем и периодичность этих видов контроля иллюстрируются табл. 5-4.

При ненормально быстром ухудшении качеств эксплуатируемого масла сроки проведения испытаний могут быть сокращены. Испытания в этом случае проводятся по особому графику.

Масло, поступающее на электростанцию, подвергается лабораторному испытанию по всем показателям. В том случае, если один или несколько показателей не соответствуют установленным нормам на свежее масло, необходимо полученную партию свежего масла отправить обратно. Анализ масла производится также и перед заливкой его в баки паровых турбин. Масло, находящееся в резерве, подвергается анализу не реже 1 раза в 3 года.

д) Регенерация масла

Процесс старения масла, находящегося в непрерывной эксплуатации, приводит к тому, что масло теряет свои первоначальные свойства и становится непригодным к использованию. Дальнейшая эксплуатация такого масла невозможна, и требуется его замена. Однако, учитывая высокую стоимость турбинного масла, а также количества, в которых оно применяется на электростанциях, рассчитывать на полную замену масла нельзя. Необходимо регенерировать отработанное масло с целью дальнейшего использования.

Характер контроля	Объект контроля	Сроки испытания	Объем испытания
Цеховой контроль	Масло в работающих турбоагрегатах действующих в резервных турбо-насосах	1 раз в сутки	Проверка масла по его внешнему виду на содержание воды, шлама и механических примесей
Сокращенный анализ	Масло в работающих турбоагрегатах и резервных турбонасосах	1 раз в 2 мес при кислотном числе не выше 0,5 мг КОН и полной прозрачности масла и 1 раз в 2 нед при кислотном числе более 0,5 мг КОН и при наличии в масле шлама и воды	Определение кислотного числа, реакции водной вытяжки, вязкости, температуры вспышки, наличия механических примесей, воды
Сокращенный анализ	Масло в работающих турбонасосах	1 раз в мес при кислотном числе не выше 0,5 мг КОН и полной прозрачности масла и 1 раз в 2 нед при кислотном числе более 0,5 мг КОН и при наличии в масле шлама и воды	Определение кислотного числа, реакции водной вытяжки, вязкости, температуры вспышки, наличия механических примесей и воды

Регенерацией масла называется восстановление первоначальных физико-химических свойств бывших в эксплуатации масел.

Сбор и регенерация использованных масел являются одним из эффективных способов их эконо-

парация. С помощью указанных методов достигается очистка масел от нерастворенных в масле примесей и воды.

К физико-химическим методам регенерации относятся методы, при которых частично меняется химический состав обрабатываемого масла. Наиболее распространенными из физико-химических методов являются очистка масла адсорбентами, а также промывка масла горячим конденсатом.

К химическим методам регенерации относится очистка масел различными химическими реагентами (серной кислотой, щелочью и др.). Этими методами пользуются для восстановления масел, претерпевших в процессе эксплуатации значительные химические изменения.

Выбор способа регенерации определяется характером старения масла, глубиной изменения его эксплуатационных качеств, а также требованиями, предъявляемыми к качеству регенерации масла. При выборе способа регенерации нужно учитывать также и стоимостные показатели этого процесса, отдавая предпочтение по возможности наиболее простым и дешевым методам.

Таблица 5-5

Норма сбора отработанного масла по отношению к израсходованному, %	Норма выхода регенерированного масла по отношению к собранному, %	Норма выхода регенерированного масла по отношению к израсходованному, %
60,0	90,0	54,0

мии. Нормы сбора и регенерации турбинного масла приведены в табл. 5-5.

Существующие методы регенерации использованных масел разделяются на физические, физико-химические и химические.

К физическим методам относятся методы, при которых в процессе регенерации не меняются химические свойства регенерируемого масла. Основными из этих методов являются отстой, фильтрация и се-

Некоторые методы регенерации позволяют вести очистку масла на работающем оборудовании в отличие от способов, требующих полного слива масла из маслосистемы. С эксплуатационной точки зрения методы непрерывной регенерации более предпочтительны, поскольку они позволяют удлинить срок службы масла без перезаливки и не допускают глубоких отклонений эксплуатационных показателей масла от нормы. Однако непрерывная регенерация масла на работающей турбине может быть осуществлена лишь при использовании малогабаритного оборудования, не загромождающего помещение и допускающего легкий монтаж и демонтаж. К такому оборудованию относятся сепараторы, фильтры, адсорберы.

При наличии более сложного и громоздкого оборудования последнее размещается в отдельном помещении, и процесс очистки в этом случае производится со сливом масла. Наиболее дорогостоящее оборудование для регенерации масла нерационально использовать для одной станции, если учитывать периодичность его работы. Поэтому такие установки часто выполняются передвижными. Для крупных блочных станций с значительным объемом масла, находящегося в эксплуатации, оправдывают себя и стационарные регенеративные установки любого типа.

Рассмотрим основные методы очистки и регенерации турбинного масла.

Отстой. Наиболее простым и дешевым методом отделения от масла воды, шлама и механических примесей является отстой масла в специальных баках-отстойниках с коническими днищами. В этих баках с течением времени происходит расслоение сред с различным удельным весом. Чистое масло, имеющее меньший удельный вес, перемещается в верхнюю часть бака, а вода и механические примеси скаплива-

ются внизу, откуда и удаляются через специальную задвижку, установленную в низшей точке бака.

Роль отстойника выполняет и масляный бак. Масляные баки также имеют конические или наклонные днища для сбора воды и шлама и их последующего удаления. Однако в масляных баках отсутствуют надлежащие условия для расслоения масловодяной эмульсии. Масло в баке находится в постоянном движении, что вызывает перемешивание верхних и нижних слоев. Находящийся в масле невиделившийся воздух сглаживает разницу между плотностями отдельных компонентов масловодяной смеси и затрудняет их расслоение. Кроме того, время нахождения масла в маслобаке не превышает 8—10 мин, что явно недостаточно для качественного отстоя масла.

В баке-отстойнике масло находится в более благоприятных условиях, так как время отстоя ничем не ограничивается. Недостатком этого метода является малая производительность при значительном времени отстоя. Такие отстойники занимают много места и увеличивают пожароопасность помещения.

Сепарация. Более производительным методом очистки масла от воды и примесей является сепарация масла, заключающаяся в отделении взвешенных частиц и воды от масла за счет центробежных сил, возникающих в барабане сепаратора, вращающегося с высокой частотой.

По принципу действия маслоочистительные сепараторы разделяются на два типа: тихоходные с частотой вращения от 4500 до 8000 об/мин и быстроходные с частотой вращения порядка 18 000—20 000 об/мин. Тихоходные сепараторы, имеющие барабан, оснащенный тарелками, нашли наибольшее распространение в отечественной практике. На рис. 5-14 и 5-15 приводятся схема устройства и габаритные размеры тарельчатых сепараторов.

Сепараторы также подразделяются на вакуумные, в которых обеспечивается удаление из масла, помимо механических примесей и взвешенной влаги, также частично растворенной влаги и воздуха, и на сепара-

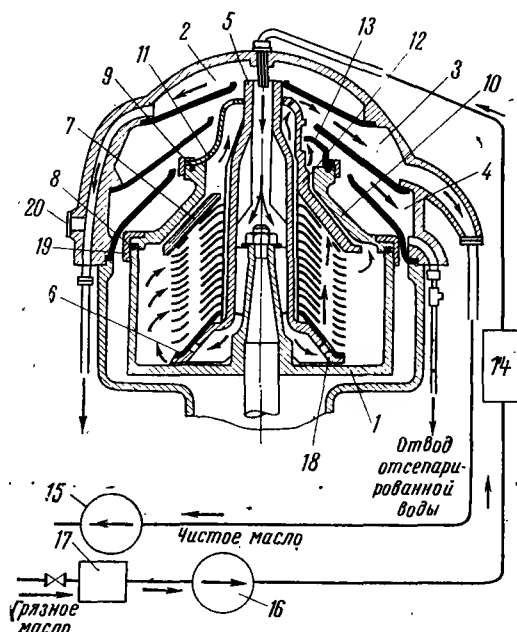


Рис. 5-14. Схема устройства тарельчатого сепаратора.

1 — барабан; 2 — камера отвода масла в случае переполнения барабана; 3 — камера чистого масла; 4 — камера отсепарированной влаги; 5 — дискдержатель; 6 — нулевая тарелка; 7 — верхняя тарелка кларификатора; 8, 9 — резиновые уплотнительные кольца; 10 — крышка барабана; 11 — горловина кларификатора; 12 — горловина пурификатора; 13 — регулирующее кольцо; 14 — подогреватель масла; 15 — насос откачки чистого масла; 16 — насос подачи грязного масла; 17 — фильтр; 18 — нижняя тарелка; 19 — гайка; 20 — смотровое стекло.

торы открытого типа. В зависимости от характера загрязнений очистка масла сепараторами может производиться способом осветления (кларификация) и способом очистки (пурификация).

Очистку масла способом осветления применяют для отделения твердых механических примесей, шлама, а также для отделения воды, содержащейся в масле в столь незначительном количестве, что непосредственного удаления ее не требуется. В этом случае отделяемые от масла примеси остаются в грязевике барабана, откуда периодически удаляются. Удаление из масла загрязнений способом очистки применяют в тех случаях, когда масло значительно обводнено и представляет собой в сущности смесь двух жидкостей с разными плотностями. В этом случае и вода, и масло выводятся из сепаратора непрерывно.

Турбинное масло, загрязненное механическими примесями и незначительным количеством влаги (до 0,3%), очищают по способу осветления. При более значительном обводнении — по способу очистки. На рис. 5-14 левая сторона барабана изображена собранной на работу по способу осветления, а правая — по способу очистки. Стрелками показаны потоки масла и отсепарированной воды.

Переход от одного способа работы сепаратора к другому требует переборки барабана и отводящих маслопроводов.

Производительность барабана, собранного по способу осветления на 20—30% выше, чем при сборке его по способу очистки. Для увеличения производительности сепаратора масло предварительно подогревают до 60—65°C в электрическом подогревателе. Этот подогреватель комплектуется вместе с сепаратором и имеет терморегулятор, ограничивающий температуру подогрева масла.

С помощью сепаратора очистку масла можно вести на работающей турбине. Такая необходимость обычно возникает при значительном обводнении масла. В этом случае всасывающий патрубок сепаратора подсоединяется к самой нижней точке грязного отсека маслобака, а очищенное масло направляется в чистый отсек. При наличии на станции двух сепараторов их можно подсоединить последовательно, причем первый сепаратор должен быть собран по схеме очистки, а второй — по схеме осветления. Это значительно повышает качество очистки масла.

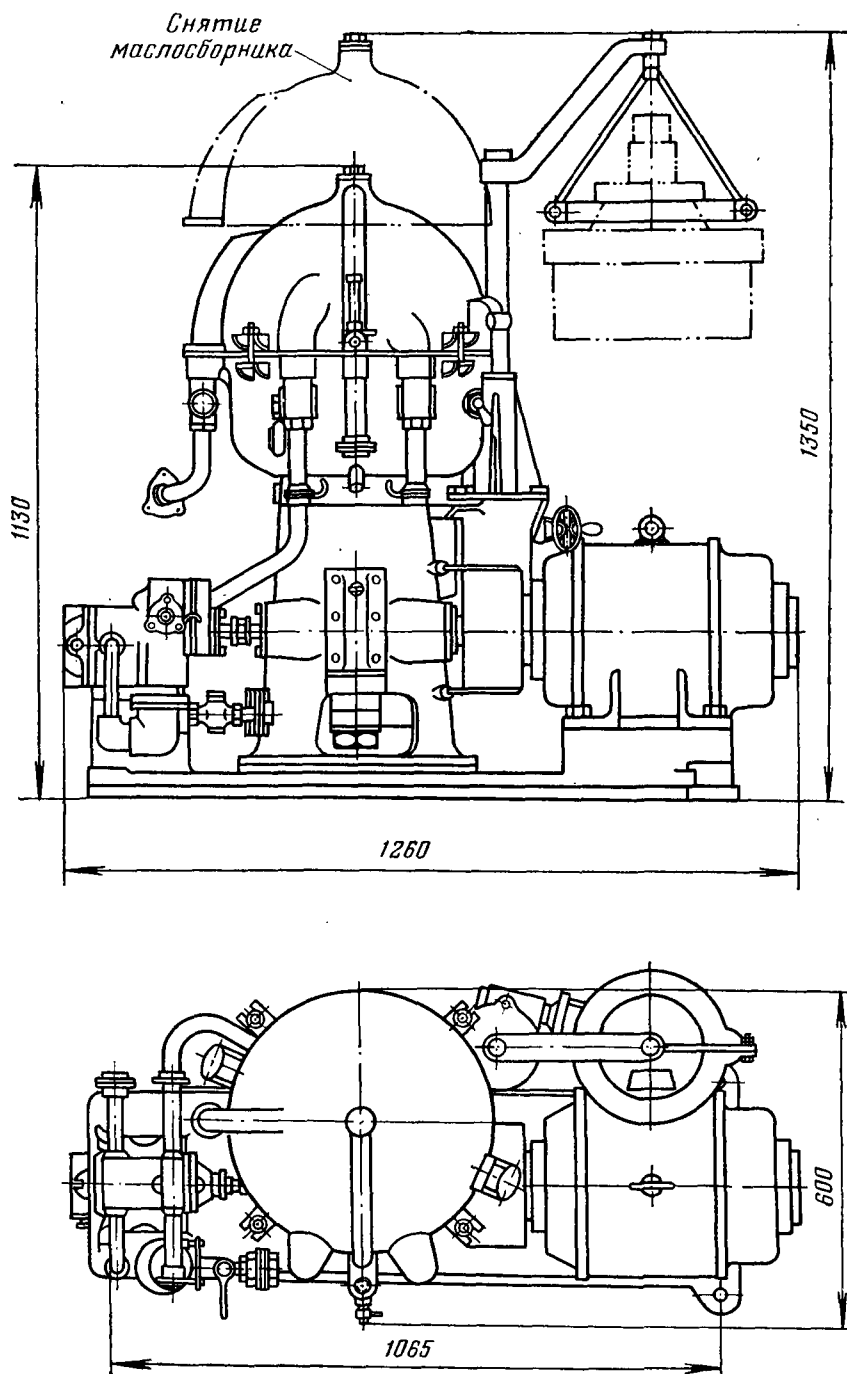


Рис. 5-15. Общий вид и габаритные размеры сепаратора HCM-3.

Фильтрация. Фильтрацией масла называется отделение нерастворимых в масле примесей посредством пропуска (продавливания) через пористую фильтрующую среду. В качестве фильтрующего материала применяют фильтровальную бумагу, картон, войлок, мешковину, бельтинг и др. Для фильтрации турбинных масел широко используются рамочные фильтр-прессы. Рамочный фильтр-пресс имеет свой маслоснасос ротационного или вихревого типа, который под давлением 0,294—0,49 МПа (3—5 кгс/см²) пропускает масло через фильтрующий материал, зажатый между специальными рамками. Загрязненный фильтрующий материал систематически заменяется новым. Общий вид фильтр-пресса приведен на рис. 5-16. Фильтрация масла с помощью фильтр-пресса обычно сочетается с очисткой его в сепараторе. Сильно обводненное масло нерационально пропускать через фильтр-пресс, поскольку фильтрующий материал быстро загрязняется, а картон и бумага теряют механическую

прочность. Более разумной является схема, по которой масло пропускается сначала через сепаратор, а затем через фильтр-пресс. При этом очистку масла можно производить на работающей турбине. При наличии двух последовательно работающих сепараторов фильтр-пресс можно включить после второго по ходу масла сепаратора, собранного по схеме кларификации. Это позволит добиться особо высокой степени очистки масла.

Хорошо зарекомендовали себя в эксплуатации способы эффективного удаления механических примесей, разработанные ЛМЗ и ВТИ.

ЛМЗ применяет в фильтр-прессе специальную ткань типа «фильтр-бельтинг» с организацией процесса фильтрования под малым перепадом. Этот способ весьма эффективен при сильном засорении масла адсорбентом, а сам фильтр не нуждается в систематическом обслуживании.

Во ВТИ разработан ватный фильтр, который также с успехом применяется.

Для обеспечения нормального функционирования маслосистемы турбоагрегата надлежит не только непрерывно чистить масло, но периодически (после ремонтов) очищать и всю систему.

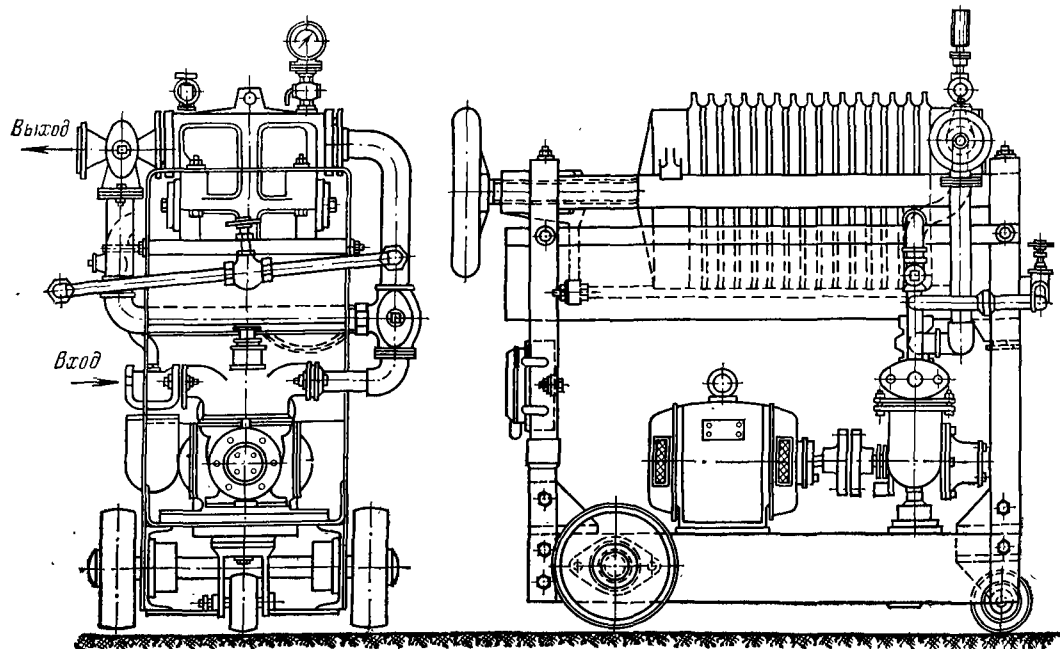


Рис. 5-16. Общий вид фильтр-пресса.

Принятый ламинарный режим течения масла в трубопроводах системы со скоростью, не превышающей 2 м/с, способствует отложению шлама и грязи на внутренних и особенно на холодных поверхностях.

ЦКБ Главэнергоремонта разработан и проверен на практике гидродинамический способ очистки маслосистем [42]. Он заключается в следующем: вся маслосистема, исключая подшипники, очищается прокачиванием масла со скоростью выше рабочей в 2 раза и более при температуре 60—65°C. Этот способ основан на организации турбулентного течения в пристенной области, при котором шлам и продукты коррозии за счет механического воздействия потока масла смываются с внутренних поверхностей и выносятся в фильтры.

Гидродинамический способ очистки имеет следующие преимущества:

- 1) не нарушается пассивирующая пленка, образовавшаяся в результате длительного контакта металла с эксплуатационным маслом;

- 2) исключает образование коррозии на баббитовых и азотированных поверхностях;

- 3) не требует химических растворов для смыва отложений;

- 4) исключает разборку маслосистемы (кроме мест установки перемычек);

- 5) сокращает на 20—40% трудоемкость очистки и позволяет сократить длительность капитального ремонта турбоагрегата на 2—3 сут.

Эксплуатация масла, использованного для очистки систем, показала, что физико-химические свойства его не ухудшаются, следовательно, очистка маслосистем может производиться эксплуатационным маслом.

Адсорбция. В основу этого метода очистки турбинных масел положено явление поглощения растворенных в масле веществ твердыми высокопористыми материалами (адсорбентами). Посредством адсорбции производится удаление из масла органических и низкомолекулярных кислот, смол и других растворенных в нем примесей.

В качестве адсорбентов применяются различные материалы: силикагель (SiO_2), окись алюминия и различные отбеливающие земли, химический состав которых в основном характеризуется содержанием SiO_2 и Al_2O_3 (бокситы, диатомиты, сланцы, отбеливающие глины). Адсорбенты обладают сильно разветвленной системой пронизывающих их капилляров. Вследствие этого они обладают весьма большой удельной поверхностью поглощения на 1 г вещества. Так, например, удельная поверхность активированного угля достигает 1000 м²/г, си-

ликагеля и окиси алюминия 300—400 м²/г, отбеливающих земель 100—300 м²/г.

Помимо общей поверхности, эффективность адсорбции зависит от размера пор и от величины поглощаемых молекул. Диаметр отверстий (пор) в поглотителях составляет величину порядка нескольких десятков ангстрем. Эта величина соизмерима с размером поглощаемых молекул, вследствие чего некоторые высокомолекулярные соединения не будут поглощаться особо мелкопористыми адсорбентами. Так, например, активированный уголь не может быть применен для очистки масла вследствие своей мелкопористой структуры. В качестве адсорбентов для турбинного масла могут применяться материалы с размерами пор в 20—60 ангстрем, что позволяет поглощать высокомолекулярные соединения, такие, как смолы и органические кислоты.

Получивший большое распространение силикагель хорошо поглощает смолистые вещества и несколько хуже органические кислоты. Окись алюминия, наоборот, хорошо извлекает из масел органические, особенно низкомолекулярные, кислоты и хуже поглощает смолистые вещества.

Эти два поглотителя относятся к искусственным адсорбентам и обладают высокой стоимостью, особенно окись алюминия. Более дешевыми являются природные адсорбенты (глины, бокситы, диатомиты), хотя эффективность их значительно ниже.

Очистка адсорбентами может осуществляться двумя методами: контактным и перколяционным.

Контактный метод обработки масла заключается в смешении масла с тонкоразмолотым порошком адсорбента. Перед очисткой масло должно быть подогрето. Очистка от адсорбента производится путем пропуска масла через пресс-фильтр. Адсорбент при этом теряется.

Процесс перколяционного фильтрования заключается в пропускании масла, нагретого до 60—80°C, через слой зернистого адсорбента, загруженного в специальные аппараты (адсорберы). В этом случае адсорбент имеет вид гранул с размерами зерна 0,5 мм и выше. При перколяционном методе восстановления масел в отличие от контактного метода возможны восстановление и повторное использование адсорбентов. Это удешевляет процесс очистки и, кроме того, позволяет применять для обработки масла бо-

лее эффективные дорогие адсорбенты.

Степень использования адсорбента, а также качество очистки масла при перколяционном методе, как правило, выше, чем при контактном способе. Кроме того, перколяционный метод позволяет восстанавливать масло без слива его из маслобака, на работающем оборудовании. Все эти обстоятельства привели к тому, что этот метод нашел преимущественное распространение в отечественной практике.

Адсорбер передвижного типа изображен на рис. 5-17. Он представляет собой сварной цилиндр, заполняемый гранулированным адсорбентом. Крышка и дно адсорбера съемные. В верхней части адсорбера установлен фильтр для задерживания мелких частиц адсорбента. Фильтрование масла происходит снизу вверх. Это обеспечивает наиболее полное вытеснение воздуха и уменьшает засорение фильтра. Для удобства выемки отработанного адсорбента аппарат может поворачиваться вокруг своей оси на 180° .

Адсорбент обладает свойством поглощать не только продукты старения масла, но и воду. Поэтому,

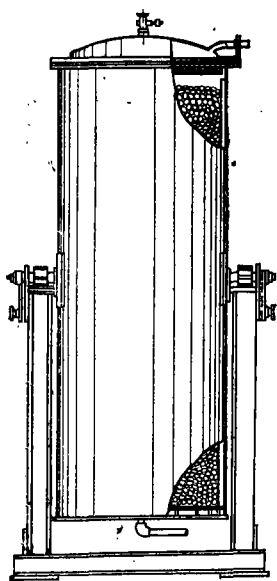


Рис. 5-17. Адсорбер.

прежде чем подвергнуться обработке адсорбентом, масло должно быть тщательно очищено от воды и шлама. Без этого условия адсорбент быстро потеряет свои поглощающие свойства и очистка масла будет некачественной. В общей схеме обработки масла адсорбция должна стоять после очистки масла через сепараторы и фильтр-прессы. При наличии на станции двух сепараторов роль фильтр-пресса может выполнять один из сепараторов, работающий в режиме кларификации.

Использованный адсорбент может быть легко восстановлен путем продувки через него горячего воздуха с температурой около 200°C . На рис. 5-18 изображена установка для восстановления адсорбентов, включающая в себя вентилятор для прокачки воздуха, электрический нагреватель для его подогрева и бак-реактиватор, куда загружается восстанавливаемый адсорбент.

Адсорбционная очистка не может быть использована для масел, содержащих присадки, так как последние (кроме ионола) полностью удаляются адсорбентами.

Промывка конденсатом. Этот вид обработки масла применяется при увеличении кислотного числа масла и появлении в нем низкомолекулярных водорастворимых кислот.

Как показала практика, вследствие промывки масла улучшаются и другие его показатели: повышается деэмульсионная способность, уменьшается количество шлама и механических примесей. Для улучшения растворимости кислот масло и конденсат следует подогреть до температуры $70-80^\circ\text{C}$. Количество конденсата, необходимого для промывки, составляет 50—100% количества промываемого масла. Необходимыми условиями качественной промывки являются хорошее перемешивание масла с конденсатом и создание возможно большей поверхности их соприкосновения. Для обеспечения этих условий удобно воспользо-

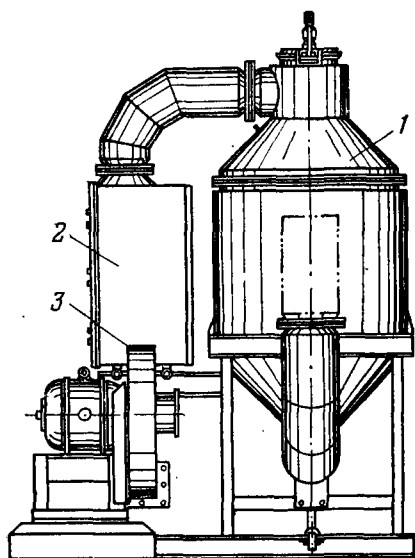


Рис. 5-18. Установка для восстановления адсорбентов.

1 — бак-реактиватор; 2 — электроподогреватель воздуха; 3 — воздуходувка.

ваться сепаратором, где вода и масло находятся в мелкодисперсном состоянии и хорошо перемешиваются друг с другом. Низкомолекулярные кислоты переходят при этом из масла в воду, с которой они и отводятся из сепаратора. Шлам и примеси, находящиеся в масле, увлажняются, их плотность увеличивается, вследствие чего улучшаются условия их сепарации.

Промывку масла конденсатом можно производить и в отдельном бачке, где циркуляция воды и масла осуществляется с помощью пара или специальным насосом. Такую промывку можно осуществлять во время ремонта турбины. Масло при этом забирается из маслобака и после промывки поступает в резервную емкость.

Обработка щелочами применяется при глубокой изношенности масла, когда все предыдущие методы восстановления эксплуатационных свойств масла оказываются недостаточными.

Щелочь применяется для нейтрализации в маслах органических

кислот, остатков свободной серной кислоты (при обработке масла кислотой), удаления эфиров и других соединений, которые при взаимодействии с щелочью образуют соли, переходящие в водный раствор и удаляемые последующей обработкой масла.

Для регенерации отработанных масел чаще всего применяется 2,5—4%-ный едкий натр или 5—14%-ный тринатрийфосфат.

Обработку масла щелочами можно производить в сепараторе аналогично тому, как это осуществляется при промывке масла конденсатом. Процесс ведется при температуре 40—90°C. Для сокращения расхода щелочи, а также улучшения качества очистки масло должно быть предварительно обезвожено в сепараторе. Последующая обработка масла после восстановления его щелочью заключается в промывке его горячим конденсатом и обработке адсорбентами.

Поскольку использование химических реагентов требует предварительной и последующей обработки масла, появились комбинированные установки для глубокой регенерации масла, где все этапы обработки масла соединены в единый технологический процесс. Эти установки в зависимости от применяемой схемы регенерации масла имеют довольно сложное оборудование и выполняются как стационарными, так и передвижными.

Каждая схема включает в себя специфическое для данного метода обработки оборудование: насосы, баки-мешалки, отстойники, фильтр-прессы и др. Имеются также универсальные установки, позволяющие вести процесс регенерации масел по любому методу.

е) Применение присадок

Применение присадок является наиболее современным и эффективным методом сохранения физико-химических свойств масла в процессе длительной эксплуатации.

Присадками называются высокоактивные химические соединения, добавляемые в масло в незначительном количестве, позволяющие поддерживать основные эксплуатационные характеристики масла на требуемом уровне в течение длительного срока работы. Присадки, добавляемые к турбинным маслам, должны отвечать целому ряду требований. Эти соединения должны быть достаточно дешевы, применяться в малых количествах, хорошо растворяться в масле при рабочей температуре, не давать осадков и взвесей, не вымываться водой и не извлекаться адсорбентами. Действие присадок должно давать одинаковый эффект для масел различного происхождения и различной степени изношенности. Кроме того, стабилизируя одни показатели, присадки не должны ухудшать другие эксплуатационные показатели масла.

Нужно отметить, что присадок, удовлетворяющих всем этим требованиям, пока еще нет. Кроме того, не существует соединения, способного стабилизировать сразу все эксплуатационные показатели масла. Для этой цели существуют композиции различных присадок, каждая из которых воздействует на тот или иной показатель.

Для масел нефтяного происхождения разработаны самые различные присадки, из которых для турбинного масла важнейшими являются антиокислительная, антикоррозийная и деэмульгирующая.

Главной по своему значению является антиокислительная присадка, стабилизирующая кислотное число масла. Именно по этому показателю при неблагоприятных условиях эксплуатации масло стареет быстрее всего. Длительное время основным типом антиокислительной присадки отечественного производства была присадка ВТИ-1. Эта присадка достаточно активна, хорошо растворяется в масле, применяется в малых количествах (0,01% массы масла). Недостатком этой

присадки является то, что она пригодна только для стабилизации свежих масел. У масел, бывших в эксплуатации и частично окислившись, она уже не может задержать процесс дальнейшего окисления.

В этом отношении лучшие характеристики имеет присадка ВТИ-8. Она более активна и, кроме того, пригодна как для свежих масел, так и для масел, бывших в употреблении. В качестве недостатка следует отметить способность этого соединения выделять через некоторое время взвесь, вызывающую помутнение масла. Для устранения этого явления масло в начальной стадии эксплуатации необходимо пропустить через фильтр-пресс. Присадка ВТИ-8 добавляется в количестве 0,02—0,025% массы масла.

Наиболее эффективным антиокислителем, получившим широкое распространение как у нас, так и за рубежом, является 2,6-дитретичный бутил-4-метилфенол, получивший в СССР название ДБК (ионол). Эта присадка легко растворяется в масле, не дает осадков, не извлекается из масла адсорбентами, не разрушается при обработке масла щелочью и металлическим натрием. Присадка удаляется лишь при очистке масла серной кислотой. Применение присадки ДБК в 2—5 раза удлиняет срок работы хорошо очищенного масла. Единственный недостаток этого антиокислителя — увеличенный по сравнению с другими присадками расход (0,2—0,5%). Имеются также основания к тому, чтобы и эту норму увеличить.

Антикоррозийные присадки применяются с целью защиты металла от действия кислот, содержащихся в свежем масле, а также продуктов окисления масла. Антикоррозийный эффект сводится к образованию на металле защитной пленки, защищающей его от коррозии. Одной из наиболее эффективных антикоррозийных присадок является присадка В-15/41, представляющая эфир алкенил-янтарной кислоты. Ан-

तिकоррозийные присадки могут в некоторой мере повышать кислотное число масел и уменьшать их стабильность. Поэтому антикоррозийные присадки применяются в минимально необходимой концентрации совместно с антиокислительными присадками.

Деэмульгирующие присадки (деэмульгаторы) — вещества, применяемые для разрушения нефтяных и масляных эмульсий. Деэмульгаторы представляют собой водные растворы нейтрализованного кислого гудрона или эмульсии минерального масла высокой степени очистки с водным раствором натриевых солей нефтяных и сульфонефтяных кислот. В последнее время в качестве деэмульгаторов были предложены новые соединения — дипроксамины. Наиболее эффективным из них является дипроксамин-157 [ДПК-157], разработанный ВНИИНП.

5-3. ПРИМЕНЕНИЕ ОГНЕСТОЙКИХ ЖИДКОСТЕЙ В СИСТЕМЕ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ ТУРБИН

а) Вопросы пожаробезопасности современных паровых турбин

С ростом мощности турбоагрегатов и увеличением начальных параметров пара существенно увеличилась пожароопасность масляной системы турбины. Если у агрегатов сравнительно небольшой мощности, работающих на средних параметрах пара, загорания масла были довольно редким явлением, то с переходом на высокие параметры пара количество пожаров стало резко возрастать, что заставило тщательно проанализировать причины этого явления и перейти к изысканию новых эффективных мер борьбы с загоранием масла.

Основными причинами возросшей пожароопасности современных турбоагрегатов являются повышение давления масла в системах регулирования, увеличение протяженности

маслопроводов, усложнение схемы регулирования и защиты, повышение температуры паропроводов, корпуса турбины и паровых клапанов, использование водорода в системе охлаждения электрогенератора.

Увеличение давления силового масла в системах регулирования является естественным следствием повышения мощности и начальных параметров турбины. Для сохранения временных характеристик сервомоторов при возросших паровых усилиях на регулирующие клапаны в современных турбоагрегатах максимальное давление масла в маслосистеме должно достигать 3,9—6,9 МПа (40—70 кгс/см²). В таких условиях увеличивается возможность нарушения фланцевых соединений и разрывов маслопроводов вследствие гидравлических ударов, вызванных быстрым закрытием клапанов при сбросах нагрузки. Увеличенная протяженность линий масла высокого давления также способствует возникновению гидравлических ударов.

Немаловажным обстоятельством, усиливающим пожароопасность, является повышение начальной температуры свежего пара. При попадании масла на горячие поверхности турбоагрегата происходят более быстрое испарение и воспламенение масла.

Высокое давление масла усложняет тушение пожара, так как возрастает дальнобойность струи, вытекающей через неплотность, что приводит к распространению пожара на другие объекты. Появление водородной системы охлаждения генераторов также увеличило пожароопасность турбоагрегата, так как взрывы и загорания водорода часто сопровождаются воспламенением масла в системе уплотнения генератора. Попадание водорода в масляную систему турбины и масляный бак тоже может быть причиной пожара в маслосистеме.

Некоторые конструктивные мероприятия, такие, как размещение сер-

вомоторов регулирующих клапанов и других элементов системы регулирования, находящихся под давлением, в стуле подшипников, организация аварийного слива масла из маслобака и др., дали свои результаты, однако полностью решить проблему пожароопасности с их помощью не удалось. Радикальным решением этого вопроса является переход на использование негорючих и огнестойких жидкостей в системах регулирования и смазки.

б) Свойства отечественных огнестойких жидкостей и вопросы их эксплуатации

Разработка огнестойких жидкостей для использования в системах регулирования и смазки началась в нашей стране в конце 50-х годов, с момента освоения агрегатов на сверхкритические параметры. Основная задача заключалась в том, чтобы получить жидкость, по своим свойствам мало отличающуюся от нефтяного масла, но обладающую высокой температурой самовоспламенения. Это позволило бы без значительных переделок применить уже существующие схемы и элементы системы регулирования и тем самым использовать весь богатейший опыт наших турбостроительных заводов по созданию схем регулирования и маслоснабжения турбоагрегатов.

Исходя из этих соображений лабораторией нефти и масла ВТИ разработан ряд модификаций огнестойкой жидкости типа «иввиоль». Первые марки огнестойкой жидкости «иввиоль-1» и «иввиоль-2» были получены на базе специального трикрезилфосфата и загущенного силиконового лака К-43. «Иввиоль-3» состоит из специального триксиленилфосфата.

Некоторые показатели отечественных огнестойких жидкостей, заимствованные из [49], представлены в табл. 5-6. Здесь же для сравнения приводятся характеристики нефтяного турбинного масла и требования ГОСТ на него.

Как видно из таблицы, «иввиоль» в основном соответствует тре-

бованиям, предъявляемым к турбинным маслам. Важнейшая характеристика этой жидкости — вязкость — практически соответствует требованиям ГОСТ на этот показатель вследствие чего огнестойкие жидкости типа «иввиоль» могут быть использованы и в системе смазки.

Температура самовоспламенения жидкости намного превышает температуру перегретого пара в современных турбоагрегатах, что полностью исключает возникновение пожара вследствие попадания жидкости на горячие поверхности турбины. Увеличение плотности огнестойкой жидкости накладывает определенный отпечаток на конструкцию масляного бака. Поскольку «иввиоль» тяжелее воды, то выделившаяся вода будет скапливаться не в нижней точке бака, а вверху. Именно отсюда ее и следует удалять. Однако удаление воды из верхних слоев бака не представляет трудности, поскольку она легко испаряется с поверхности огнестойкой жидкости. Накопившийся опыт эксплуатации огнестойкой жидкости «иввиоль» показал, что по некоторым показателям она превосходит турбинное масло, а по некоторым уступает ему.

К положительным свойствам «иввиоля» следует отнести высокую противоокислительную стабильность, меньшую, чем у нефтяного масла, испаряемость, меньшую агрессивность в отношении металлов. С другой стороны, огнестойкое масло хуже выделяет растворенный в нем воздух, более склонно к пенообразованию, растворяет некоторые прокладочные и изоляционные материалы, ранее применявшиеся в турбостроении, такие, как паранит, маслостойкая резина, бакелит, полихлорвинил и т. д. Применение жидкости «иввиоль» требует замены этих материалов на более стойкие, такие, как прессшпан, силиконовая резина, шеллак, фторопласт. Диэлектрические свойства «иввиоля» хуже, чем у нефтяного масла, однако при малом уровне напряжений,

Физико-химические свойства	Требования ГОСТ 32-53 на турбинное ма- сло	Турбинное мас- ло 22 из ба- кинской нефти	«Иввиоль-2»	«Иввиоль-3»
Вязкость кинематическая при 50°C, сСт	20—23	21	20—22	22—25
Кислотное число, мг КОН на 1 г масла	Не более 0,02	0,009	0,02	0,02
Удельный вес	—	0,89	1,17	1,12—1,17
Температура вспышки в открытом тигле, °C	Не ниже 180	195	238	251
Температура самовоспламенения в возду- хе, °C	—	370	710	740
Температура застывания, °C	Не выше —15	—45	—20	—17
Прозрачность	Прозрачно Отсутствует Отсутствует			
Содержание водорастворимых кислот и щелочей				
Содержание механических примесей				

применяемом в элементах автоматики, подверженных воздействию жидкости «иввиоль», это не приводит к каким-либо нарушениям в работе автоматических устройств. Однако «иввиоль» воздействует на применяемые в настоящее время изолирующие покрытия обмоток генераторов. Поэтому для применения огнестойких масел в системах смазки и уплотнений генераторов необходимо предварительно разработать стойкие изолирующие покрытия.

Рассматривая вопросы эксплуатации отечественного огнестойкого масла, мы не можем не отметить двух крупных недостатков этой жидкости: токсичности и высокой стоимости.

Токсичность первых марок жидкости «иввиоль» объясняется высокой токсичностью соединений, включающих трикрезилфосфат, которые при попадании в дыхательные пути и в желудочно-кишечный тракт человека могут вызвать отравления нервно-паралитического характера. Эти же вещества могут проникать и через неповрежденную кожу человека. Все это заставляет считать уменьшение токсичности огнестойких жидкостей первоочередной задачей.

Именно в этом направлении проводит работы лаборатория нефти и

масла ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского. Разработанные этим коллективом новые марки огнестойкой жидкости отличаются все меньшей токсичностью. Так, жидкость «иввиоль-2» в 5—7 раз менее токсична, чем «иввиоль-1», а жидкость «иввиоль-3» в свою очередь в 2—3 раза менее токсична, чем «иввиоль-2». В настоящее время применяется новое огнестойкое масло ОМТИ, токсичность которого находится на уровне токсичности нефтяного масла.

Вторым существенным недостатком огнестойкого масла является его высокая стоимость. В настоящее время стоимость жидкости «иввиоль» и ОМТИ в 5 раз выше стоимости нефтяного масла. Это объясняется сложностью производства и малыми количествами выпускаемой продукции. С ростом потребности в огнестойком масле стоимость его производства будет снижаться.

Рассмотренные выше обстоятельства предопределили особенности развития первых систем регулирования с использованием огнестойкого масла. Впервые в нашей стране огнестойкое масло «иввиоль» было применено на блочных турбоагрегатах К-300-240 Ленинградского металлургического завода им. XII съезда КПСС. В этих турбинах, принятых к серийному производству, огнестой-

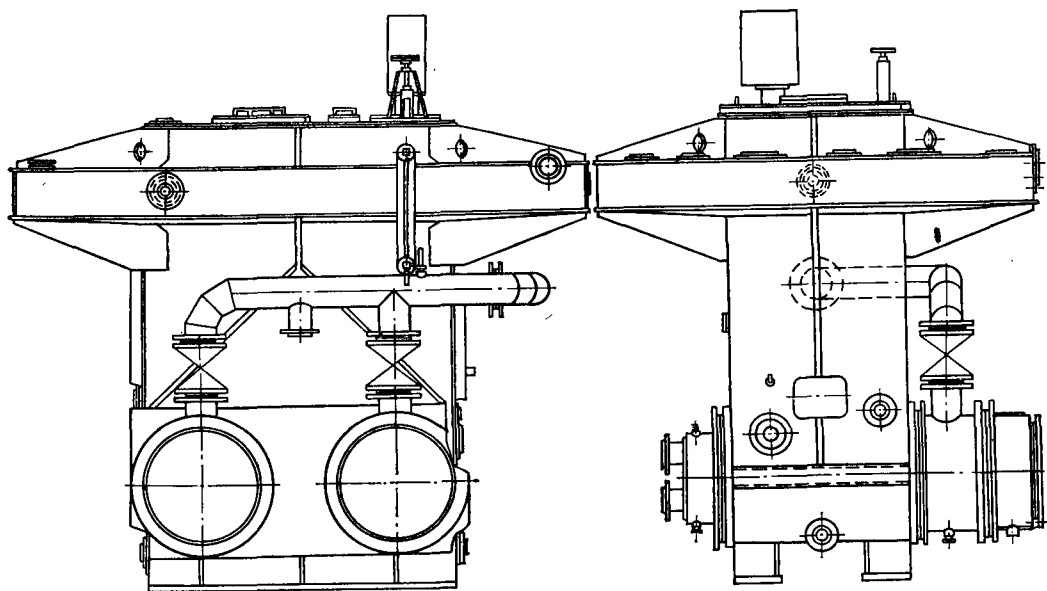


Рис. 5-19. Бак огнестойкого масла.

кая жидкость была применена только в системе регулирования и защиты. Смазка подшипников осуществлялась обычным турбинным маслом. Такое же решение было принято и для двухвальной турбины К-800-240-1 ЛМЗ.

Применение огнестойкой жидкости только в системе регулирования позволило резко сократить потребность в ее количестве, что удешевило стоимость турбоагрегата и уменьшило эксплуатационные расходы. У турбины К-300-240 ЛМЗ количество огнестойкого масла для системы регулирования составляет $4,3 \text{ м}^3$, в то время как емкость бака системы смазки равна 32 м^3 .

На рис. 5-19 представлены чертежи бака огнестойкого масла. Верхняя часть бака выполнена расширенной для обеспечения возможности приема жидкости из системы регулирования (при останове турбины) без значительного изменения уровня жидкости в баке. Кроме того, большая поверхность зеркала жидкости способствует более быстрому разрушению пены. Бак разделен на два отсека — грязный и чистый. Из чистого отсека отфильтрованная жидкость направляется через охладители к насосам. Фильтрация жидкости происходит через две последовательно включенные сетки, установленные между отсеками. Сетки закреплены

в кассетах и поочередно в процессе работы могут быть извлечены для очистки.

На крышке бака в чистом отсеке (после фильтров) установлены указатель уровня жидкости и специальное выдвижное устройство для периодического удаления воды, собирающейся над уровнем жидкости. В нижнюю часть бака встроены два охладителя жидкости, один из которых является резервным. Трубая система охладителей образована латунными трубками, оребренными снаружи медной проволокой. Охлаждающая вода протекает внутри трубок, жидкость — снаружи. Трубая система каждого из охладителей может быть удалена из корпуса для чистки и ремонта.

Из верхней части бака специальным эксгаустером осуществляется удаление паров, выделяемых огнестойкой жидкостью.

Схема трубопроводов огнестойкого масла турбогенератора К-300-240 ЛМЗ представлена на рис. 5-20.

Ввиду широкого распространения огнестойких жидкостей для мощных турбин ЛМЗ, а также их высокой стоимости важное значение приобретают вопросы регенерации этих жидкостей в условиях эксплуатации.

Несмотря на высокую противокислительную стабильность огнестойкого масла, его следует регенерировать, удаляя продукты старения. Так как химическая природа

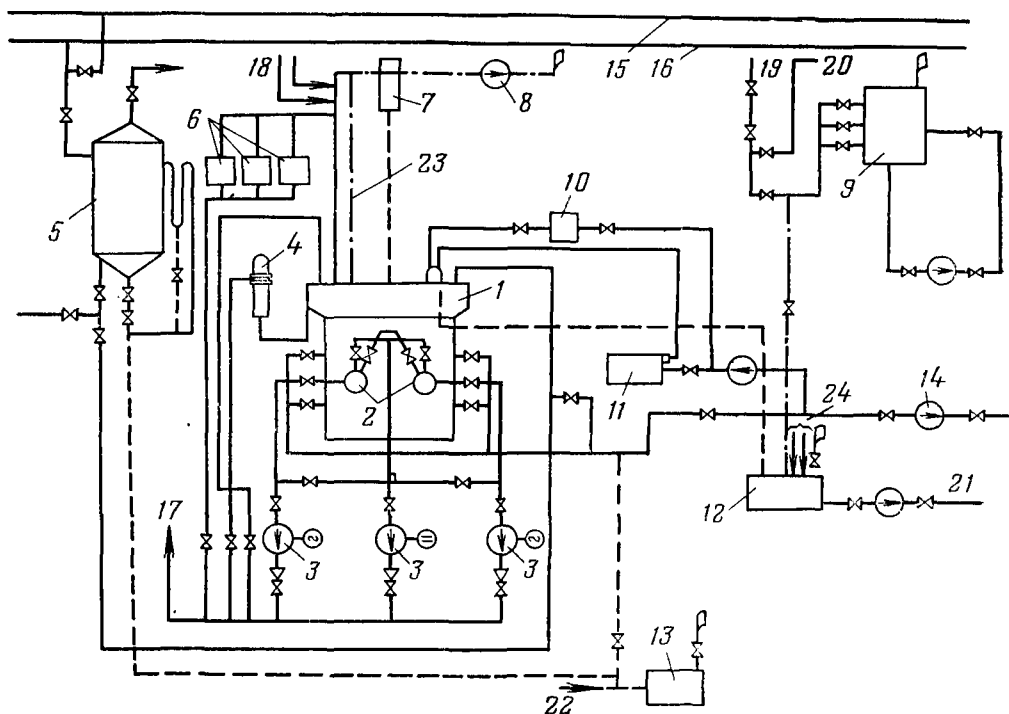


Рис. 5-20. Схема трубопроводов огнестойкого масла турбины К-300-240 ЛМЗ.

1 — бак огнестойкой жидкости; 2 — охладители огнестойкой жидкости; 3 — насосы системы регулирования; 4 — фильтр; 5 — доливной бак; 6 — аккумуляторы; 7 — отстойник; 8 — экстаустер; 9 — бак отмычки деталей; 10 — адсорбер; 11 — фильтр-пресс; 12 — бак отмычной воды; 13 — бак аварийного слива; 14 — насос грязного «иввиоля»; 15 — линия в аппаратную; 16 — линия из аппаратов; 17 — в систему регулирования; 18 — слив из системы регулирования; 19 — пар из паропровода собственных нужд; 20 — обратная сетевая вода; 21 — линия в бак нейтрализации; 22 — линия от других блоков; 23 — отсос воздуха; 24 — слив из умывальников.

синтетических огнестойких масел отлична от нефтяных масел, процессы старения этих соединений, а также образующиеся при этом продукты старения различны. Это требует разработки специфических приемов и схем регенерации огнестойкого масла. Такая схема была разработана ВТИ совместно с работниками Конаковской ГРЭС и системы Калининэнерго [65].

Основным элементом представленной на рис. 5-21 схемы является адсорбер (рис. 5-22).

Как показали исследования, широко используемые при регенерации нефтяных масел адсорбенты оказались непригодными для регенерации огнестойкого масла, что безусловно связано со структурой продуктов старения этого соединения. Из всех испытанных сорбентов наилучший

результат дал один из бентонитов, хорошо сорбирующий кислые продукты старения и продукты конденсации. Этот адсорбент можно применять в паре с силикагелем который дополняет работу основного сорбента и, кроме того, играет роль фильтрующего элемента по отноше-

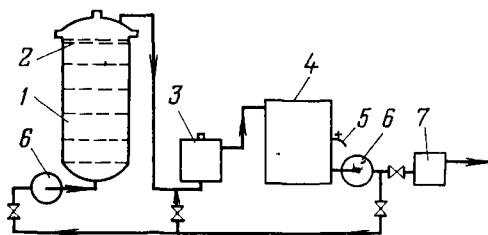


Рис. 5-21. Схема установки для регенерации огнестойкого масла.

1 — адсорбер; 2 — фильтр грубой очистки; 3 — ватный фильтр; 4 — промежуточная емкость; 5 — пробоотборник; 6 — насос; 7 — фильтр тонкой очистки.

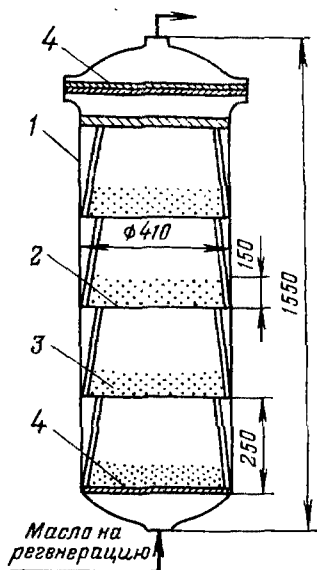


Рис. 5-22. Схема адсорбера для регенерации огнестойкого масла.

1 — адсорбер; 2 — сетки из нержавеющей стали; 3 — слой адсорбента; 4 — слой фильтрующего материала.

нию к более тонко измельченному бентониту.

После адсорбера масло поступает в ватный фильтр для механической очистки, а затем в промежуточную емкость, из которой производится отбор проб для определения свойств отрегенированного огнестойкого масла. Если масло удовлетворяет предъявляемым требованиям, то оно поступает через фильтр тонкой очистки в емкость для хранения отрегенированного масла.

Огнестойкое турбинное масло считается отрегенированным, если его кислотное число не превышает 0,05 мг КОН на 1 г масла, имеет нейтральную реакцию водной вытяжки и содержание механических примесей не выше 0,01 %.

Применение огнестойкой жидкости только в системе регулирования, помимо сокращения стоимости, создает более легкие условия для обеспечения безопасности при работе с огнестойкой жидкостью. Однако и здесь необходимо было разработать определенный комплекс мероприя-

тий, исключаящий отравление обслуживающего персонала при эксплуатации и ремонте оборудования.

Эти мероприятия, разработанные при участии Ленинградского научно-исследовательского института гигиены труда и профзаболеваний, сводятся в основном к следующему. Все узлы и трубопроводы системы регулирования должны находиться под разрежением 20—40 мм водяного столба, создаваемого эксгаустером, для предотвращения проникновения паров огнестойкой жидкости в помещение машинного зала. Трубы и коллекторы, содержащие огнестойкую жидкость, должны быть смонтированы с уклоном в сторону бака. Это позволяет при останове турбины полностью слить огнестойкое масло из всех трубопроводов в бак. Предъявляются повышенные требования к прочности и плотности трубопроводов, вентилях и фланцевых соединений. Гидравлическое испытание трубопроводов системы производится двойным рабочим давлением. Проверка на плотность производится воздухом при давлении 0,39 МПа (4 кгс/см²). Чтобы предотвратить попадание «иввиоля» в воду при разрыве трубок охладителей, давление охлаждающей воды должно быть выше давления «иввиоля». На всех рабочих местах вахтенного персонала должны находиться дежурные комплекты защитной спецодежды, а также противогазы БКФ.

Остальные мероприятия по технике безопасности при работе на огнестойкой жидкости определяются типовыми и местными инструкциями.

Нужно отметить, что применение огнестойких жидкостей только в системе регулирования является вынужденным решением временного характера, поскольку такое решение противоречит первоначальной идее создания огнестойкой жидкости, полностью имитирующей нефтяное масло, способное работать и в системе смазки. Несомненно, что с накоплением опыта эксплуатации на мощных агрегатах и с увеличением производства огнестойких жидкостей сфера их применения расширится. В подтверждение этого можно привести тот факт, что в новой одновальной турбине ЛМЗ К-1200-240 огнестойкое масло планируется использовать как в системе регулирования, так и в системе смазки. Это позволит еще более повысить пожарную безопасность агрегата.

в) Использование воды в системах регулирования турбин

Одним из весьма перспективных направлений решения проблемы пожарной безопасности современных турбоагрегатов является применение

воды в системе регулирования. При этом учитывается тот факт, что увеличение мощности турбоагрегатов не сопровождается повышением давления масла, идущего на смазку подшипников, и что пожары в системе смазки турбоагрегатов — явление очень редкое и менее опасное.

Вода, используемая в качестве рабочего тела в системе регулирования, имеет ряд несомненных преимуществ по сравнению с маслом и огнестойкой жидкостью. Здесь следует отметить абсолютную негорючесть и нетоксичность воды (конденсата), а также ее дешевизну. Наличие воды высокого давления в паросиловом цикле в принципе позволяет отказаться от баков и насосов системы регулирования. При этом в качестве емкости может служить конденсатор турбины, а в качестве насоса системы регулирования — конденсатный насос. Имеется также принципиальная возможность для этой же цели использовать питательный насос, что может ограничить размеры сервомоторов и увеличить их быстродействие.

Применение в системе регулирования мощных водяных насосов паросилового цикла весьма благоприятно с точки зрения динамики переходных процессов, когда расход жидкости в системе регулирования может кратковременно резко увеличиться. Это выгодно также и с точки зрения экономии электроэнергии, поскольку насосы системы регулирования ставятся с большим запасом мощности, которая при установившемся режиме работы турбины полностью не используется.

Однако применение регулирования на воде требует преодоления определенных трудностей. С уменьшением вязкости рабочей жидкости увеличиваются утечки и перетечки через зазоры золотников системы регулирования. В связи с этим зазоры в элементах и узлах системы регулирования должны быть меньше, чем в аналогичных узлах, работающих на масле. Это в свою очередь

приводит к появлению опасности заклинивания подвижных элементов. Нечувствительность системы регулирования может увеличиться и за счет того, что вода обладает значительно худшими смазывающими свойствами, чем масло.

Все это потребовало специальных мероприятий по увеличению чувствительности регулирования, таких, как применение самоцентрирующихся или вращающихся поршней и и золотников. Необходимость в сокращении расхода воды на систему регулирования привело к созданию безрасходных регуляторов скорости и элементов усиления.

Таким образом, введение водяных систем регулирования повлекло за собой существенное изменение узлов системы регулирования и всей системы в целом. Применение воды потребовало изготовления всех узлов регулирования из нержавеющей стали, поскольку появление на трущихся поверхностях малейших следов коррозии приведет к резкому увеличению трения и заеданию.

Повысились требования и к качеству воды, поступающей в систему регулирования. При минимальных зазорах в элементах системы попадание твердых частиц и продуктов коррозии в зазор может привести к заклиниванию золотников. Это привело к тому, что ХТГЗ применил специальные баки системы регулирования со своими насосами, позволившие использовать конденсат особо высокой очистки. Однако все эти трудности были в основном преодолены коллективом работников лаборатории регулирования ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского и ХТГЗ имени С. М. Кирова.

В настоящее время системы водяного регулирования внедрены на агрегатах Харьковского турбинного завода К-300-240 и К-500-240. Опыт эксплуатации показывает, что, несмотря на отдельные неполадки, эти системы регулирования работают надежно и обладают хорошими динамическими характеристиками.

5.4. БОРЬБА С ОБВОДНЕНИЕМ И АЭРАЦИЕЙ МАСЛА

В предыдущих параграфах уже указывалось на вредные последствия обводнения и насыщения воздухом масла. В турбинах большой мощности, где кратность циркуляции масла возрастает, а время отстоя масла в масляном баке уменьшается, устранение обводнения и аэрации масла превращается в серьезную проблему.

Если вопросами деаэрации масла стали заниматься лишь в последнее время, то вопросами борьбы с обводнением масла занимаются уже давно, поскольку это нежелательное явление имеет место на самых различных агрегатах независимо от мощности и начальных параметров. На многих станциях обводнение масла превратилось в постоянно действующий фактор, существенно усложняющий эксплуатацию маслохозяйства и агрегатов. Важным моментом в борьбе с обводнением масла является определение источника обводнения. Места проникновения влаги в масло можно определить путем отбора проб масла из различных точек маслосистемы. Такими точками могут быть сливные линии отдельных подшипников, сливные линии подшипников питательных насосов при централизованной системе смазки и т. п. Однако обобщение накопленного опыта эксплуатации маслосистем позволяет заранее определить места, где возможны попадания влаги в масляную систему турбоагрегата, независимо от особенностей конструкции последнего.

Одним из основных источников обводнения масла являются утечки пара из концевых уплотнений, проникающие в картеры подшипников. Особенно значительное обводнение наблюдается при износе лабиринтных уплотнений или чрезмерной подаче в них пара. Весьма эффективным мероприятием для уменьшения обводнения масла за счет протечек

пара по валу турбины является отказ от вестовых труб и перевод последней секции концевых уплотнений на работу под разрежение.

При надежной работе автомата подачи пара на концевые уплотнения абсолютное давление в камере перед последней секцией уплотнения составляет 0,093—0,95 МПа (0,95—0,97 кгс/см²), что устраняет выход пара по валу в осевом направлении. Отказ от вестовых труб, кроме того, уменьшает утечку пара в помещение, снижает влажность воздуха в машинном зале и уменьшает обводнение масла за счет воздуха, проникающего в картеры подшипников и маслобак.

Реконструкцию системы подачи пара на концевые уплотнения с целью автоматизации их работы и организации отсоса пара из уплотнений следует рекомендовать и для старых турбин, имеющих вестовые трубы. Подобная модернизация уже проведена на ряде турбин среднего и высокого давления.

Проникновению влаги в корпус подшипника способствует некоторое разрежение, создающееся в картере вследствие эжектирующего действия сливающегося масла. Для выравнивания давления на крышке подшипника часто устанавливают дефлектор, сообщающий картер подшипника с атмосферой. Такое решение нельзя признать удачным, поскольку пыль, попадая вместе с атмосферным воздухом в картер подшипника, загрязняет масло. Постановка плотного фильтра не даст результата, поскольку сорвет работу дефлектора. Наиболее действенным мероприятием, устраняющим разрежение, является подача воздуха под некоторым избыточным давлением в корпус подшипника. В этом случае воздух можно также подавать не в картер подшипника, а в камеру маслоотбойных колец. Этим самым образуется воздушный затвор, препятствующий проникновению влаги и пыли в корпус подшипника.

В установках с турбомасляным насосом обводнение масла может происходить из-за неплотности парозапорной арматуры турбины. В нерабочем состоянии пароподводящая линия должна быть опорожнена с помощью специального вентилля.

В некоторых старых установках попадание воды в масло возможно через неплотности маслоохладителей. В современных установках такое явление не может иметь места, поскольку давление масла превышает давление охлаждающей воды. Однако при использовании негорючей жидкости «иввиоль» с этой возможностью следует считаться, поскольку в данном случае давление охлаждающей воды в маслоохладителях выше, чем давление негорючей жидкости. Это условие, как известно, накладываемое санитарными требованиями, создает дополнительные трудности в эксплуатации огнестойкого масла. Для контроля за плотностью встроенных в бак охладителей негорючей жидкости последние поочередно в ходе эксплуатации могут извлекаться для ревизии и опрессовки. Эта возможность обеспечивается применением 100%-ного резерва по охладителям огнестойкой жидкости.

Источником обводнения масла может явиться воздух, содержащийся в масле в мелкодисперсном состоянии. При растворении воздуха водяной пар переходит в масло, обводняя его.

По данным УралВТИ, на одной из турбин К-160-130 только из-за неудовлетворительной деаэрации масла ежедневно поступает в масляную систему около 5 л воды, причем эта влага находится в масле в виде мельчайших капель диаметром менее 0,01 мм. Осаждение из масла влаги, находящейся в таком состоянии, представляет весьма сложную проблему.

Таким образом, борьба с аэрацией масла является одновременно и борьбой с обводнением, поэтому

эти вопросы у современных турбоустановок должны решаться в комплексе.

Влияние воздуха, содержащегося в масле, на процесс старения масла уже рассматривалось раньше. Рассмотрим отрицательное влияние воздуха на работу системы регулирования турбины.

Как показали исследования МЭИ, УралВТИ и ряда других организаций, наличие воздуха в масле создает неблагоприятные условия для работы системы регулирования, вызывает пульсации золотников и другие явления, искажающие работу регулирующих органов.

Наличие воздуха в масле, даже в незначительном количестве, уменьшает скорость звука в масле, а следовательно, и скорость распространения гидравлического импульса и этим снижает быстрдействие регулирования. Экспериментально доказано, что при дросселировании масла через шайбы с острыми кромками, окна золотников и другие элементы маслосистемы растворенный в масле воздух выделяется в больших количествах, нарушая нормальную работу проточных и импульсных линий системы регулирования.

При наличии воздуха в маслосистеме заметно ухудшается работа масляных насосов, снижаются их производительность и напор, появляется пульсация давления масла. При большом содержании воздуха может произойти срыв работы насоса. Из-за плохого воздухоудаления на некоторых агрегатах К-300-240 насос проектной мощности не в состоянии обеспечить требуемый напор и производительность, что заставляет включать в параллельную работу два масляных насоса. Скопление воздуха во всасывающих линиях аварийных маслосистем может служить причиной отказа их в работе в аварийной обстановке.

Всеми этими обстоятельствами объясняется то внимание, которое

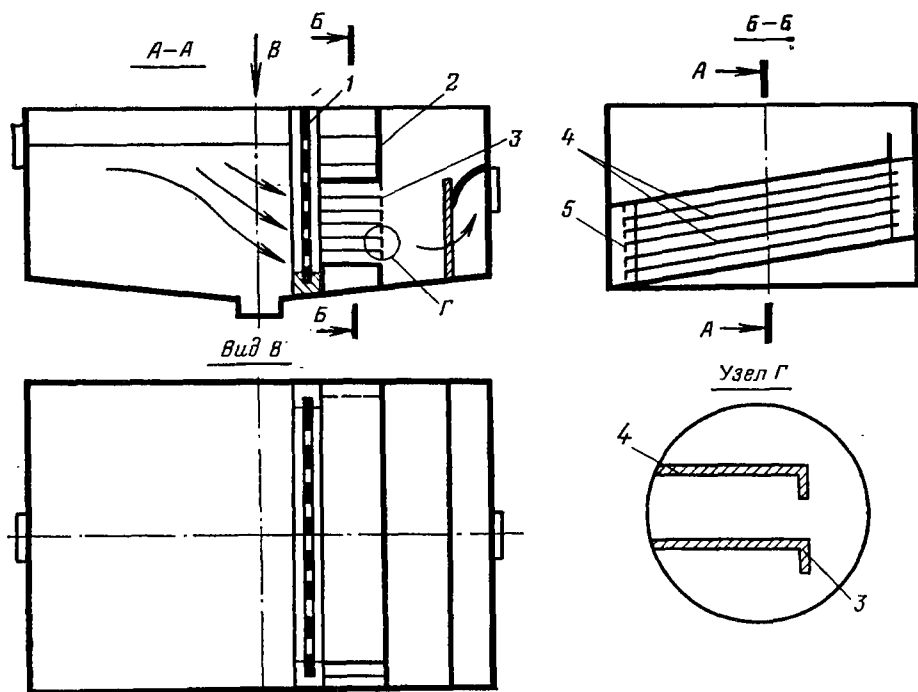


Рис. 5-23. Масляный бак с наклонными перегородками.

1 — сетка; 2 — перегородка между аэрированным и деаэрированным маслом; 3, 5 — отбортовка листов; 4 — наклонные перегородки.

в настоящее время уделяется вопросам снижения воздухо содержания масла.

Для современных турбоагрегатов при повышенных кратностях циркуляции масла в маслосистеме ориентироваться на старые способы воздухо выделения путем отстоя масла в масляном баке уже нельзя. Требуется мероприятия, интенсифицирующие воздухоотделение в масляной системе.

Наиболее эффективным мероприятием является установка в масляных баках воздухоотделителей системы МЭИ—УралВТИ (рис. 5-23). Этот воздухоотделитель представляет собой пакет наклонных перегородок, устанавливаемый в специальном гнезде бака. Наклонные перегородки образуют между собой каналы, в пределах которых масло освобождается от воздушных пузырьков и частично от других посторонних примесей (воды, грязи). Эффект работы такого воздухоотделителя заключается в том, что

мелкие пузырьки воздуха, всплывая, быстро достигают наклонной перегородки, где собираются и сливаются в крупные пузыри. Крупные пузыри уже значительно быстрее покидают пакет перегородок и всплывают на поверхность жидкости в баке. Поскольку с помощью воздухоотделителя образуются крупные пузыри воздуха, уменьшается пенообразование на поверхности масла, так как крупные пузыри всплывают с большей скоростью и разрушают пену. Следует отметить и тот факт, что в баках с наклонными перегородками образуется в основном крупночешуйчатая пена, которая быстро разрушается.

Как показали исследования, эффективность воздухоотделения в значительной мере зависит от расстояния между перегородками, угла наклона перегородок и организации масляных потоков в баке. Правильно сконструированный воздухоотделитель способен не только эффективно работать при больших крат-

ностях циркуляции, но и позволяет также идти на дальнейшее увеличение кратности циркуляции масла без увеличения в нем воздухоудержания. Это позволяет уменьшить габариты масляного бака и количество циркулирующего в системе масла.

Подсчитано, что для турбины К-800-240 применение воздухоотделителей системы МЭИ — УралВТИ позволит снизить емкость масляного бака в 1,6—1,75 раза с доведением кратности циркуляции до 25—30.

Еще больший эффект дает применение наклонных перегородок в баках с огнестойкой жидкостью типа «иввиоль», так как вследствие большего коэффициента поверхностного натяжения по сравнению с нефтяным маслом естественная деаэрация «иввиоля» происходит медленнее. Работы УралВТИ доказали высокую деаэрирующую способность наклонных перегородок и при работе на огнестойкой жидкости.

В настоящее время принято решение применить указанные воздухоотделители для всех серийных турбоагрегатов. С целью уменьшения металлоемкости конструкции решено широко использовать пластмассы и полимерные материалы.

5.5. ХРАНЕНИЕ МАСЛА И НОРМЫ ЗАПАСА МАСЛА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Для хранения масла, его регенерации и подачи в масляные баки паровых турбин на электростанциях организуются специальные масляные хозяйства. Размеры и оборудование этих хозяйств зависят от мощности станции и характера используемого масла.

Масляные хозяйства электростанций небольшой мощности включают в себя баки для хранения и приема поступающего масла, а также несложное оборудование для его очистки (сепараторы, отстойники, фильтр-прессы). Масло в масля-

ные баки в таких установках заливается из бочек, в которых оно поступает на станцию.

Для мощных современных электростанций принята централизованная схема масляного хозяйства. Схема предусматривает механизацию всех трудоемких процессов, связанных с приемом и заливкой масла в баки турбин, а также комплексное оборудование для полной регенерации масла и восстановления адсорбентов.

Масло в зависимости от его состояния можно подразделить на три категории: а) свежее масло, еще не бывшее в эксплуатации, полностью отвечающее требованиям ГОСТ; б) масло, находящееся в эксплуатации, а также регенерированное масло; в) масло использованное, у которого один или несколько показателей не соответствует нормам. Все эти масла должны находиться в разной таре и не смешиваться между собой.

Для оперативной работы с маслом крупное маслохозяйство должно располагать несколькими маслобаками, каждый из которых должен иметь емкость не менее емкости маслосистемы самого крупного турбоагрегата с учетом дополнительного 10%-ного запаса. Емкость одного из баков должна быть не менее 50—60 м³, что соответствует емкости железнодорожной цистерны, в которой масло поступает на станцию.

Для аварийного слива масла из бака работающего турбогенератора во время пожара должна быть предусмотрена аварийная емкость, равная емкости маслосистемы самого крупного турбоагрегата. Этот бак должен быть все время пустым, и использовать его, хотя бы временно, для других целей запрещается.

Масляное хозяйство мелкой станции размещается в машинном зале на нулевой отметке в специальном пожаробезопасном помещении. Во время отсутствия людей в помещении оно должно быть закрыто на

замок. Масляное хозяйство крупной электростанции размещается в специальном здании, расположенном на расстоянии не менее 25 м от других производственных сооружений. К зданию масляного хозяйства должны быть подведены подъездные пути. Здание должно отвечать требованиям Правил противопожарной безопасности для установок и сооружений, содержащих масло.

Все маслохозяйства независимо от их размеров должны быть оборудованы современными средствами пожаротушения. Курить на территории маслохозяйства категорически запрещается, за исключением специально отведенных для этого мест.

Для хранения запаса огнестойкой жидкости и проведения операций по ее очистке и регенерации на станции должна быть оборудована специальная аппаратная огнестойкой жидкости. Аппаратная должна соответствовать всем санитарным нормам, разработанным Ленинградским научно-исследовательским институтом гигиены труда и профзаболеваний. Аппаратная должна иметь бытовые помещения, умывальники специальных типов, надежную вентиляцию. Бытовые помещения необходимо оборудовать по типу санпропускника, т. е. с раздельными помещениями для домашней одежды и спецодежды, разделенными душевой. В помещении аппаратной должны быть предусмотрены шкафчики для хранения грязной одежды и моющих веществ (мыла, тринатрийфосфата, ОП-7).

Вся тара из-под огнестойкой жидкости должна храниться в специальных помеще-

ниях и иметь надпись «яд». Использование тары из-под «иввиоля» для других целей категорически запрещается. Вся тара, ведра, поддоны, предназначенные для работы с огнестойкой жидкостью, должны строго учитываться. Грязная ветошь, тряпки, спитая спецодежда, пропитанные «иввиолем», должны находиться в специальном ящике с надписью «яд» и систематически сжигаться в специальном месте, согласованном с пожарными и санитарными органами. Аппаратная огнестойкой жидкости связывается с баками турбины двумя трубопроводами: прямым и обратным. Диаметр трубопроводов с целью экономии жидкости должен быть минимальным. Скорость течения в напорном трубопроводе должна допускаться порядка 2—3 м/с, а время заполнения бака системы регулирования должно составлять 3—4 ч.

На электростанции должен храниться определенный запас масла, обеспечивающий нормальную эксплуатацию турбоагрегата и все аварийные случаи. Согласно существующим нормам в масляном хозяйстве электростанции должны быть обеспечены хранение запаса турбинного масла каждой применяемой марки не менее емкости масляной системы установленного турбоагрегата наибольшей мощности, а также запас на доливки в размере 45-дневной потребности.

Кроме того, в масляном хозяйстве станции должен быть запас других масел и консистентных смазок в размере 45-дневной потребности.

Глава шестая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ УСТАНОВОК

6-1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Влияние изменения конечного давления на мощность турбоагрегата с достаточной полнотой освещено в гл. III. Что же касается зависимости экономических показателей турбоустановки от вакуума в конденсаторе, то эта связь имеет более сложный характер, поскольку расход тепла зависит не только от располагаемого теплоперепада тур-

бины, но и от ряда других факторов оказывающих влияние на экономичность установки.

На рис. 6-1 [2] представлен график, характеризующий изменение удельного расхода тепла турбоустановкой с заданной торцевой площадью выхлопа при увеличении давления отработавшего пара в конденсаторе на $0,981 \cdot 10^{-3}$ МПа ($0,01$ кгс/см²) для различных начальных параметров пара. Пунктир-

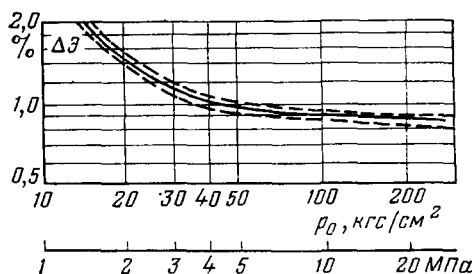


Рис. 6-1. Изменение экономичности турбины при увеличении давления отработавшего пара в конденсаторе на $0,981 \cdot 10^{-3}$ МПа ($0,01 \text{ кгс/см}^2$) в зависимости от начального давления пара.

ные линии дают возможную границу изменения величины Δz .

Как видно из графика, наибольшее влияние изменения конечного давления на экономичность наблюдается в установках низкого и среднего давления. Однако и в блочных агрегатах на начальное давление пара $12,75\text{—}23,5$ МПа ($130\text{—}240 \text{ кгс/см}^2$) с промперегревом изменение удельного расхода тепла в зависимости от изменения давления в конденсаторе представляет собой существенную величину, если учитывать масштаб расхода топлива на современных электростанциях. Таким образом, экономичность паротурбинного цикла в значительной степени зависит от условий работы и качества эксплуатации конденсационной установки.

Вопросы теории теплового процесса, конструкции, расчетов на прочность элементов конденсатора, теории переменного режима и т. д. поверхностных конденсаторов стационарных паровых турбин рассматриваются в соответствующих специальных курсах [12, 43]. Здесь будут приведены лишь те основные сведения по устройству и конструкции конденсаторов паровых турбин и их воздухоудалющих устройств, которые необходимы при изложении вопросов эксплуатации конденсационных установок.

Конденсационная установка предназначена для создания по возможности низкого давления пара за последней ступенью турбины, а также для получения чистого конденсата, пригодного для питания паровых котлов электростанций. Помимо этого, в конденсаторах современных мощных турбин предусматривается термическая деаэрация конденсата, а в конденсаторах крупных теплофикационных турбин Уральского турбинного завода — подогрев сетевой или технической воды. В установках блочного типа конденсатор является теплообменным аппаратом для отвода тепла от сбрасываемого в него пара в процессе аварийного и нормального останова блока, во время пуска его, а также для приема при необходимости добавочного конденсата или обессоленной воды. Обычно конденсатор является и сборником низкопотенциальных дренажей.

Основными элементами конденсационной установки являются собственно конденсатор, воздухоудаляющее устройство и насосная группа, включающая в себя конденсатные, циркуляционные насосы и насосы рабочей воды водоструйных эжекторов (при использовании последних в качестве воздухоудаляющих средств). Схема конденсационной установки с пароструйным эжектором представлена на рис. 6-2.

Схема современного конденсатора изображена на рис. 6-3. Поверхность охлаждения конденсатора образована большим числом латунных трубок, завальцованных с двух сторон в стальных трубных досках, а по своей длине трубки свободно опираются в отверстия промежуточных опорных перегородок. Корпус конденсатора цельносварной, изготавливается из листовой стали. К днищу конденсатора приваривается емкость — конденсатосборник, откуда конденсат откачивается конденсатными насосами. Некоторые конденсаторы имеют в конденсатосборниках устройство для дополнительной деаэрации конденсата. Конденсатор установлен на пружинных опорах, а его горловина приварена к выходному патрубку цилиндра низкого давления турбины. Все конденсаторы блочных турбин снабжены специальными распределительными кол-

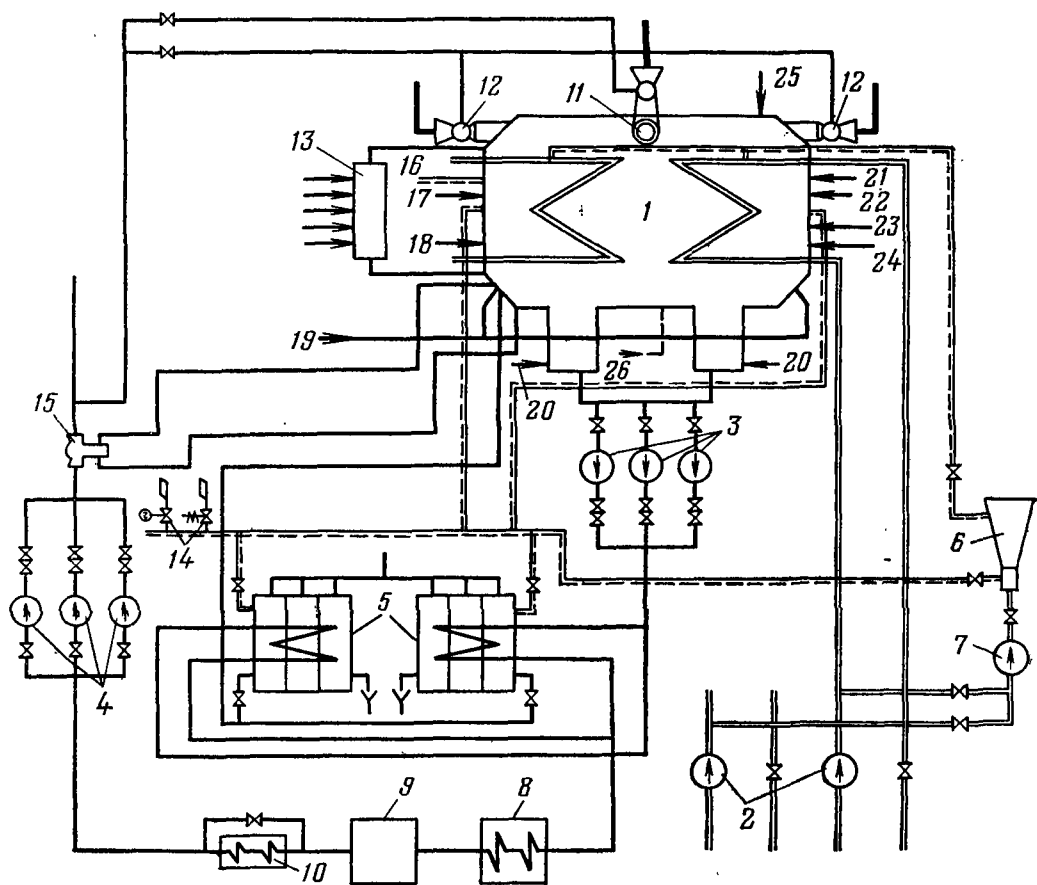


Рис. 6-2. Схема конденсационной установки турбины К-300-240 ХТГЗ.

1 — конденсатор; 2 — циркуляционные насосы; 3 — конденсатные насосы 1-го подъема; 4 — конденсатные насосы 2-го подъема; 5 — основные эжекторы; 6 — пусковой эжектор конденсатора и циркуляционной системы; 7 — насос рабочей воды пускового эжектора; 8 — охладитель пара лабиринтных уплотнений; 9 — блочная конденсатоочистка; 10 — конденсатный газоохладитель генератора; 11 — приемно-сбросное устройство пара промпрегрева; 12 — приемно-сбросное устройство БРОУ; 13 — расширитель дренажей; 14 — клапаны срыва вакуума; 15 — клапан регулятора уровня и рециркуляции; 16 — линия отвода воздуха из ПНД; 17 — слив из системы водяного регулирования; 18 — слив обессоленной воды; 19 — слив дренажа из ПНД; 20 — линия заполнения конденсатора; 21 — слив дренажа из бойлеров; 22 — слив из бака низких точек; 23 — дренаж из воздухоподогревателей котлов; 24 — конденсат из уплотнений пятательных насосов; 25 — аварийный подвод конденсата; 26 — слив воды из растопочного расширителя.

латорами (или другого типа устройствами) для ввода пара от РОУ или БРОУ при пуске блока или сбросе нагрузки.

Одним из важных элементов конденсационной установки является воздухоудаляющее устройство, обеспечивающее удаление из конденсатора воздуха и других неконденсирующихся газов.

В отечественной энергетике в качестве воздухоудаляющих устройств применяются пароструйные и водоструйные эжекторы [3, 71]. Пароструйные эжекторы выполняются

многоступенчатыми с промежуточным охлаждением паровоздушной смеси (рис. 6-4). Охлаждение производится основным конденсатом, который в необходимом количестве прокачивается через холодильники эжектора.

Работа эжектора определяется его характеристикой. Основная характеристика пароструйного эжектора представляет собой зависимость давления всасывания эжектора от расхода воздуха в случае отсасывания сухого воздуха или от

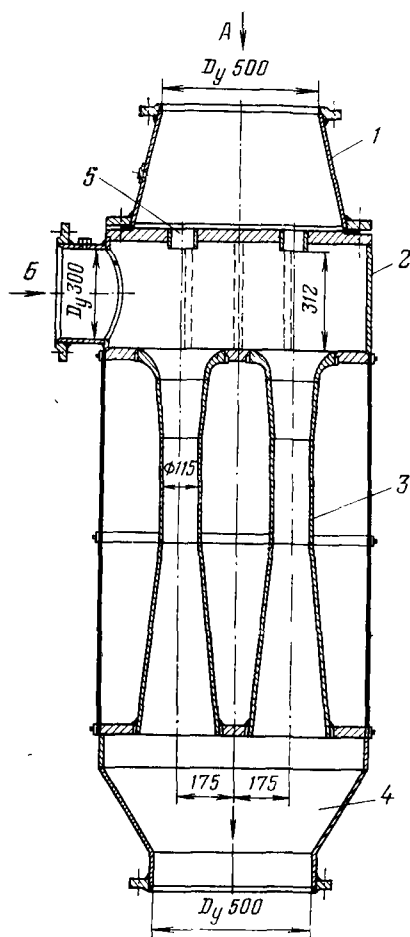


Рис. 6-6. Водоструйный эжектор типа ЭВ-4-1400 ЛМЗ.

А — вход воды; Б — вход паровоздушной смеси; 1 — переходный патрубкок; 2 — камера смешения; 3 — диффузоры (4 шт.); 4 — переходный патрубкок; 5 — сопла (4 шт.).

блочных турбинах ЛМЗ на высокие и сверхкритические начальные параметры пара. На крупных турбинах ХТГЗ эти аппараты используются в качестве пусковых эжекторов.

Водоструйный эжектор (рис. 6-6) осуществляет одноступенчатое сжатие паровоздушной смеси, причем конденсация пара, содержащегося в ней, происходит на струе рабочей воды [71]. Конденсация пара на поверхности струи рабочей воды происходит до поступления ее в камеру смешения эжектора. Это отражается на условиях работы не только само-

го эжектора, но и основного конденсатора. При достаточно высокой объемной производительности водоструйного эжектора и умеренных присосах воздуха в вакуумную часть турбины водоструйный эжектор может создать более низкое давление в своей приемной камере, чем пароструйный эжектор. Тем самым водоструйный эжектор может создать и более глубокое разрежение в конденсаторе, несмотря на то, что увеличение сопротивления тракта отсоса паровоздушной смеси уменьшает этот эффект. Понижение давления в конденсаторе, а соответственно и температуры отработавшего пара обуславливает при прочих неизменных условиях уменьшение разности температур пара и охлаждающей воды, в результате чего зона массовой конденсации пара в конденсаторе увеличивается за счет сокращения зоны охлаждения паровоздушной смеси. Вследствие этого увеличивается содержание пара в паровоздушной смеси, отсасываемой эжектором, а также паровое сопротивление конденсатора и сопротивление линии отвода паровоздушной смеси от конденсатора до эжектора.

Расширение зоны массовой конденсации пара приводит также к более равномерному распределению тепловых нагрузок в конденсаторе и увеличению вследствие этого среднего коэффициента теплопередачи по сравнению с его значением при работе пароструйного эжектора [4, 5, 6, 29]. Однако это связано с определенной потерей конденсата, так как при малых присосах воздуха в вакуумную систему турбины количество пара, отсасываемого водоструйным эжектором, в 10—20 раз превосходит количество пара, отсасываемого пароструйным эжектором при тех же условиях [29].

На рис. 6-7 представлены характеристики водоструйного эжектора, снятые на сухом воздухе $p_a = f(G_a)$, и зависимость давления в конденсаторе от расхода воздуха $p_k = f(G_a)$ при данном типе воздухоудалющего устройства [28]. Из графика видно, что в области малых присосов воздуха

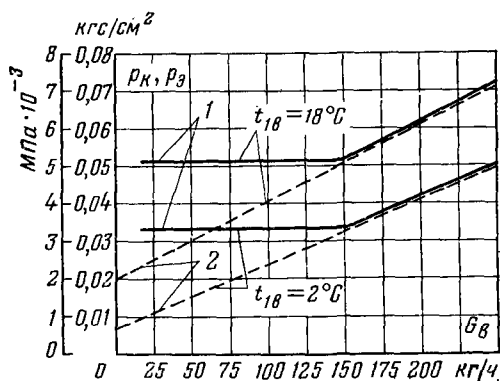


Рис. 6-7. Зависимость давления в конденсаторе 300 КИС-1 p_k и в приемной камере эжектора p_p от расхода воздуха и температуры циркуляционной (рабочей) воды. 1 — давление в конденсаторе p_k ; 2 — характеристика эжектора на сухом воздухе (при работе двух эжекторов).

давление в конденсаторе практически не зависит от расхода воздуха, а в области значительных присосов давление в конденсаторе будет определяться работой эжектора и зависимость $p_k = f(G_v)$ практически совпадает с характеристикой эжектора при отсасывании сухого воздуха. Это объясняется тем, что с увеличением расхода воздуха, проникающего в вакуумную систему, расход отсасываемого из конденсатора пара и объемный расход смеси уменьшаются, что влечет за собой также уменьшение парового сопротивления конденсатора и тракта отсоса паровоздушной смеси. При больших расходах воздуха эти сопротивления уменьшаются до минимума и обе характеристики $p_p = f(G_v)$ и $p_k = f(G_v)$ практически накладываются одна на другую. При малых присосах воздуха из-за увеличенного количества отсасываемого пара паровое сопротивление конденсатора и в особенности тракта отсоса паровоздушной смеси настолько увеличивается, что давление в конденсаторе в этих условиях остается постоянным, несмотря на понижение с уменьшением присоса воздуха давления в приемной камере эжектора.

Следует отметить, что при значительных присосах воздуха в вакуумную систему водоструйные эжекторы более надежны, чем пароструйные, поскольку в этих условиях водоструйный эжектор работает с постоянной объемной производительностью и имеет более пологую зависимость $p_p = f(G_v)$ в этой области, чем пароструйный эжектор. Последний же в области перегрузочных режимов резко уменьшает свою объемную производительность, что сопровождается значительным увеличением давления всасывания при больших присосах воздуха. При хорошей воздушной плотности вакуумной системы оба типа эжекторов следует срав-

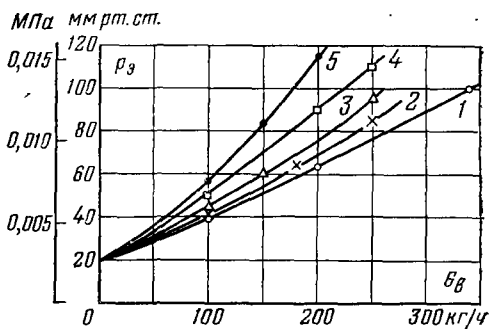


Рис. 6-8. Зависимость давления всасывания водоструйного эжектора от количества отсасываемого воздуха при разных давлениях рабочей воды ($t_{18} = 18,5^\circ\text{C}$).

1, 2, 3, 4, 5 — давление рабочей воды соответственно 0,32; 0,265; 0,21; 0,147; 0,098 МПа [3,25; 2,7; 2,15; 1,5; 1,0 кгс/см² (изб)].

нивать с учетом того факта, что при использовании водоструйного эжектора резко увеличиваются потери конденсата вследствие конденсации большого количества пара, отсасываемого из конденсатора [30, 31].

Характеристики водоструйного эжектора, представленные на рис. 6-7, даны для различной температуры рабочей воды. Повышение температуры рабочей воды вызывает при прочих равных условиях повышение давления всасывания на величину, соответствующую повышению давления насыщенного пара при новой температуре рабочей воды. Давление в приемной камере водоструйного эжектора зависит и от давления рабочей воды. На рис. 6-8 дана характеристика эжектора ЭВ-4-1400 (блок с турбиной К-300-240 ЛМЗ), снятая на сухом воздухе при различном давлении рабочей воды. На рис. 6-9 в качестве примера представлена схема установки водоструйных эжекторов на турбине ЛМЗ типа К-300-240. Установка состоит из двух основных эжекторов, каждый из которых в состоянии обеспечить работу агрегата при нормальной воздушной плотности вакуумной системы. Вода в эжекторы подается специальным насосом, имеющим 100%-ный резерв. От этих же насосов снабжаются водой вспомогательные эжекторы циркуляционной системы и отсоса пара из концевых уплотнений турбины. Основные эжекторы расположены на некоторой высоте от нулевой отметки. Это позволяет уменьшить противодавление у водоструйного эжектора. В качестве защитных средств против заброса в конденсатор сырой воды при внезапном останове насосов рабочей воды эжектора предусмотрены гидрозатворы типа «труба в трубе» высотой 3,3 м. В последнее время завод заменяет их на обратные клапаны с принудительным закрытием.

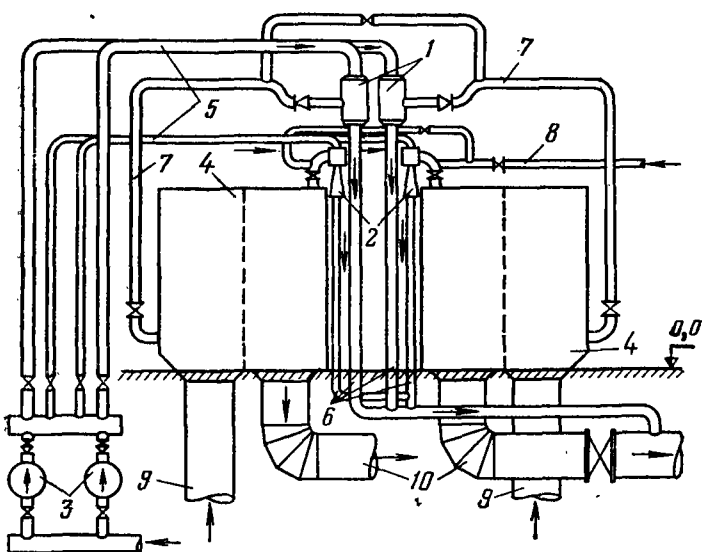


Рис. 6-9. Схема установки водоструйных эжекторов на турбине К-300-240 ЛМЗ.

1 — два эжектора ЭВ-4-1400 (основные); 2 — два эжектора ЭВ-1-350; 3 — два насоса для подачи рабочей воды к эжекторам; 4 — конденсатор 300-КПС-1; 5 — трубопроводы рабочей воды эжекторов; 6 — сливные трубопроводы эжекторов; 7 — трубопроводы паровоздушной смеси; 8 — то же из уплотнений турбины; 9 — напорные водоводы конденсатора; 10 — сливные водоводы конденсатора.

Описание и анализ работы насосной группы конденсационной установки даются в главе «Эксплуатация вспомогательного оборудования турбинного цеха» (гл. 7).

6-2. КОНТРОЛЬ ЗА РАБОТОЙ КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ. ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНДЕНСАТОРА

Основными показателями, характеризующими работу конденсатора, являются давление отработавшего пара p_k и температурный напор δt при заданных значениях паровой нагрузки, расхода и температуры охлаждающей воды на входе в конденсатор. Давление в конденсаторе определяют как разность показаний барометра и вакуумметра, подключенного к конденсатору.

Абсолютное давление в конденсаторе составляет, мм рт. ст.:

$$p_k = B - H, \quad (6-1)$$

где B — барометрическое (атмосферное) давление, мм рт. ст.; H — показания вакуумметра, мм рт. ст.

При определении абсолютного давления к показаниям барометра и вакуумметра необходимо вводить соответствующие поправки: на температуру столба ртути, капиллярность, на шкалу. Должны также учитываться отметки установки приборов. Порядок введения этих поправок изложен в руководствах по

тепловым испытаниям паротурбинных установок.

Для проведения различных расчетов, а также для возможности использования диаграммы $i-S$ и термодинамических таблиц водяного пара давление в конденсаторе, полученное в миллиметрах ртутного столба, следует выразить в технических атмосферах по формуле

$$p_k = \frac{B - H}{735,6}. \quad (6-2)$$

Иногда разрежение в конденсаторе рассчитывают в процентах от барометрического давления:

$$V = \frac{H}{B} \cdot 100\%.$$

Для контроля за работой конденсационной установки в эксплуатационных условиях производится периодическое измерение следующих величин: 1) разрежения в конденсаторе H , мм рт. ст.; 2) барометрического давления B , мм рт. ст.; 3) температуры воды на входе в конденсатор $t_{1в}$, °C; 4) температуры воды на выходе из конденсатора $t_{2в}$, °C; 5) температуры пара на входе в конденсатор $t_{п}$, °C; 6) температуры конденсата на выходе из конденсатора t_k , °C; 7) давления перед соплами пароструйного эжек-

тора или давления рабочей воды перед соплами водоструйного эжектора, кгс/см²; 8) давления воды до и после конденсатора, кгс/см² — мм рт. ст.; 9) соле содержания конденсата, мкг-экв/кг; 10) содержания кислорода в конденсате, мкг/кг.

Анализ измеренных величин позволяет судить о режиме работы конденсатора и о имеющихся отклонениях от нормального режима. В настоящее время нормативные материалы по конденсаторам паровых турбин (конденсационного типа) всех отечественных турбин выпущены ОРГРЭС [47].

Общепринятым методом контроля за работой конденсационной установки является регулярное сравнение фактических эксплуатационных показателей его работы с нормативными показателями, полученными на основании испытаний однотипного оборудования при заведомо исправном и чистом состоянии всех элементов установки. Такими показателями являются давление в конденсаторе p_k , нагрев воды в конденсаторе

$$\Delta t = t_{2B} - t_{1B},$$

температурный напор

$$\delta t = t_{II} - t_{2B}.$$

Характер зависимости этих величин от удельной паровой нагрузки конденсатора и некоторых режимных параметров представлен на рис. 6-10.

Повышение p_k по сравнению с типовой характеристикой при одинаковых режимах указывает на то, что турбогенератор работает с перерасходом тепла или при заданном расходе пара его мощность будет ниже номинальной. Для определения причин ухудшения вакуума можно воспользоваться характеристиками

$$\delta t = f(D_k, t_{1B}) \text{ и } \Delta t = f(D_k, W),$$

где D_k — расход пара в конденсатор; W — расход охлаждающей воды.

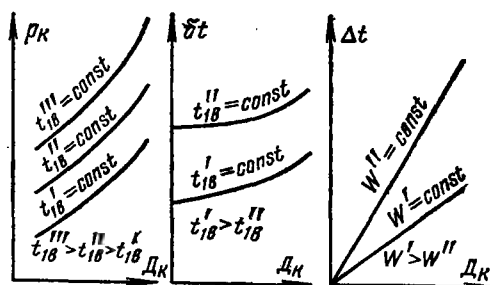


Рис. 6-10. Эксплуатационные характеристики конденсационной установки.

Увеличение δt говорит об уменьшении коэффициента теплопередачи в конденсаторе, вызванном или большим присосом воздуха в вакуумную часть турбины, или загрязнением поверхности охлаждения, или за счет того и другого. Увеличение Δt указывает на недостаток охлаждающей воды и уменьшение вследствие этого кратности охлаждения. О причинах ухудшения вакуума турбоустановки будет сказано ниже.

Для анализа работы конденсационной установки полезно также систематически определять коэффициент теплопередачи в конденсаторе. По результатам эксплуатационного измерения указанных величин коэффициент теплопередачи может быть подсчитан по формуле

$$k = \frac{W}{F} \ln \frac{\delta t + \Delta t}{\delta t}, \quad (6-3)$$

где W — расход охлаждающей воды, кг/ч; F — поверхность охлаждения конденсатора, м².

Расход охлаждающей воды обычно непосредственно не измеряется, а определяется из теплового баланса конденсатора:

$$W = \frac{D_k (i_k - c t_k)}{\Delta t}, \quad (6-4)$$

где D_k — расход пара в конденсатор, кг/ч; $c t_k$ — энтальпия конденсата.

Поскольку определение энтальпии отработавшего влажного пара вызывает затруднение, множитель $(i_k - c t_k)$ с достаточной для практических целей точностью может быть принят постоянным и равным: для установок без промежуточного перегрева 525 ккал/кг, для установок с промежуточным перегревом пара 550 ккал/кг. Полученное значение коэффициента теплопередачи можно сравнить с данными завода-изготовителя или с результатами испытаний головных образцов данного конденсатора.

6.3. ВОЗДУШНАЯ ПЛОТНОСТЬ КОНДЕНСАТОРА

Воздух и другие неконденсирующиеся газы попадают в конденсатор двумя путями: с паром и через неплотности вакуумной системы турбины. Количество неконденсирующихся газов, поступающих в конденсатор с паром, невелико и составляет величину порядка нескольких процентов от общего количества удаляемого из конденсатора воздуха. Таким образом, основное количество газов, удаляемое из конденсатора, составляет воздух, проникающий из атмосферы через неплотности элементов турбоустановки, находящихся под разрежением.

Воздух в конденсатор проникает через фланцевые соединения, штоки клапанов, штуцера водомерных стекол и другие узлы конденсатора, не обладающие достаточной герметичностью, а также через дефекты сварных соединений. Помимо герметичности собственно конденсатора, плотность вакуумной системы зависит также от герметичности всех остальных элементов турбоустановки, находящихся под вакуумом: регенеративных подогревателей, корпуса турбины, концевых уплотнений, продувочных линий и т. д.

При значительном понижении паровой нагрузки величина присоса воздуха, как правило, увеличивается, поскольку под разрежением оказываются все новые участки корпуса турбины и регенеративной системы.

Примерный характер изменения величины присосов в зависимости от паровой нагрузки для различных турбоагрегатов представлен на рис. 6-11.

Необходимо также отметить, что значительные неплотности в различных узлах цилиндров высокого и среднего давления турбоагрегата и их коммуникациях могут препятствовать пуску турбины из-за невозможности набрать минимально необходимый для пуска вакуум.

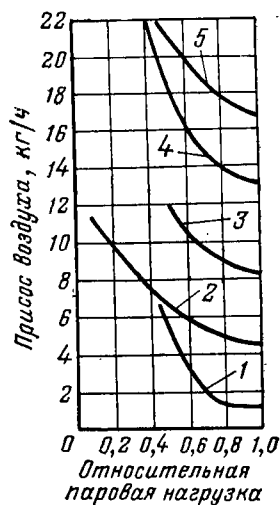


Рис. 6-11. Присос воздуха в вакуумную систему турбины в зависимости от паровой нагрузки конденсатора.

1 — турбина мощностью 12 МВт; 2 — турбина мощностью 17,6 МВт; 3 — турбина АК-25-1 ЛМЗ; 4 — турбина АК-50-1 ЛМЗ; 5 — турбина ВК-50-1 ЛМЗ.

Проникновение воздуха в вакуумную систему турбины ухудшает работу конденсатора, вызывая целый ряд нежелательных явлений. Прежде всего воздух, попадая в паровой объем конденсатора, существенно ухудшает коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к стенке конденсаторных трубок, уменьшая этим общий коэффициент теплопередачи в конденсаторе.

Значительные присосы воздуха могут вызвать перегрузку воздухоудаляющих устройств и ухудшение вакуума по этой причине.

Еще одним источником тепловых потерь в турбинной установке вследствие подсоса воздуха в вакуумную часть является переохлаждение конденсата при конденсации пара из паровоздушной смеси.

При значительном проникновении воздуха в вакуумную часть турбины наблюдается переохлаждение конденсата, в особенности когда пароструйный эжектор начинает работать в перегрузочной своей ветви. В этих условиях деаэрирующая способность конденсатора резко падает

[44, 73, 74], и конденсат сильно насыщается кислородом.

Повышенное содержание кислорода в питательной воде увеличивает коррозию водяного тракта от конденсатора до деаэрационной установки. Кислородная коррозия конструкционных материалов питательного тракта, помимо разрушения металла, вызывает занос поверхностей нагрева котла и проточной части турбины окислами железа, меди и другими соединениями, что серьезно осложняет эксплуатацию основного оборудования и в ряде случаев приводит к аварийным положениям.

Такое неблагоприятное влияние воздуха на рабочие процессы в конденсаторе требует от обслуживающего персонала турбинных цехов проведения серьезных работ по поддержанию плотности вакуумной системы на высоком уровне. Полной герметизации вакуумной части турбинной установки добиться невозможно, но следует всегда стремиться к предельно возможному сокращению присосов воздуха в конденсаторы турбины. Величина присоса воздуха в вакуумную часть турбины нормируется «Правилами технической эксплуатации электростанций и сетей» [62]. Согласно этим нормам количество воздуха, поступающего в вакуумную систему турбоагрегата, не должно превышать следующих величин:

Мощность турбины, МВт	Присосы воздуха, кг/ч
50	20
100	15
150	18
200	20
300	30

Существует ряд качественных и количественных способов определения воздушной плотности вакуумной системы турбоагрегатов. Качественной характеристикой герметичности вакуумной системы может служить скорость падения вакуума при отключенном эжекторе. Как показали опыты на различных турбо-

установках, существует линейная зависимость скорости падения вакуума от величины присоса воздуха при постоянном расходе пара в конденсатор и постоянной температуре охлаждающей воды. Таким образом, если нормировать величину скорости падения вакуума при отключенном отсосе воздуха из конденсатора, то можно получить критерий лишь относительной оценки воздушной плотности вакуумной системы. Недостатки этого метода излагаются в [83]. Следует иметь в виду также, что этим методом следует пользоваться лишь тогда, когда нельзя по той или иной причине воспользоваться прямым измерением количества воздуха, выбрасываемого эжектором (пароструйным).

Плотность вакуумной системы крупных турбин может считаться хорошей, если скорость падения вакуума составляет 1—2 мм рт. ст. в минуту, и удовлетворительной при 3—4 мм рт. ст. в минуту. Большая скорость падения вакуума характеризует неудовлетворительную плотность системы. Помимо этих норм, для качественной оценки воздушной плотности по скорости падения вакуума широкое распространение получила формула Л. Д. Бермана (ВТИ):

$$\Delta H \leq B \frac{d_k}{F_k} \left(\frac{D_k}{100} + 1 \right), \quad (6-5)$$

где ΔH — скорость падения вакуума при отключении эжектора, мм рт. ст./мин; F_k — поверхность охлаждения конденсатора (по паровой стороне), м²; D_k — номинальный (расчетный) пропуск пара в конденсатор, т/ч; $d_k = D_k / F_k$ — фактическая удельная паровая нагрузка конденсатора во время проверки воздушной плотности, кг/(м²·ч); B — коэффициент, равный 25, 50 и 100 для отличной, хорошей и удовлетворительной плотностей вакуумной системы соответственно.

Измерив опытным путем скорость падения вакуума при отключенном эжекторе ΔH при опреде-

ленной удельной паровой нагрузке d_k и подставив в формулу различные значения коэффициента B , начиная с меньшего, получим качественную оценку плотности вакуумной системы агрегата. Определение этой оценки связано с удовлетворением условия (6-5).

Более целесообразным и надежным контролем воздушной плотности является непосредственное измерение количества отсасываемого из конденсатора воздуха. Для этого современные эжекторы пароструйного типа снабжаются воздухомерами, устанавливаемыми на выпускном патрубке эжектора. Поскольку при установившемся режиме работы конденсатора количество отсасываемого воздуха почти в точности равно величине присоса, показания воздухомера позволяют осуществлять количественный контроль за воздушной плотностью вакуумной системы турбины, как это и предусмотрено положениями ПТЭ.

В турбоагрегатах с водоструйными эжекторами такой метод определения присосов неприменим, поскольку в водоструйном эжекторе воздух вместе с водой сбрасывается в сливной канал.

В установках подобного типа в последнее время получил распространение новый способ количественной оценки плотности вакуумной системы, разработанный ВТИ [27]. Для его осуществления необходимо, чтобы установка была снабжена устройством для впуска воздуха в вакуумную систему турбоагрегата и измерения его количества. Кроме того, должны быть сняты характеристики водоструйного эжектора на сухом воздухе при разных температурах рабочей воды и номинальном давлении перед соплами эжектора.

Как известно, в конденсационных установках с водоструйными эжекторами график зависимости давления в конденсаторе p_k от количества отсасываемого эжектором воздуха имеет два характерных участка (рис. 6-7): почти горизон-

тальный — при малых расходах воздуха и наклонный — при больших.

Увеличение присоса воздуха в пределах горизонтального участка характеристики практически не сказывается на давлении в конденсаторе. В зоне наклонного участка существует прямая связь между давлением в конденсаторе и величиной присоса воздуха, причем наклонный участок характеристики достаточно точно совпадает с характеристикой эжектора на сухом воздухе. Последнее обстоятельство позволяет в случае значительных присосов (работа в области наклонного участка) сразу же по давлению в конденсаторе определять количество отсасываемого воздуха, используя для этой цели характеристику эжектора на сухом воздухе.

Если же эжектор работает в зоне горизонтального участка, то его необходимо перевести на работу в область перегрузки, впуская в конденсатор дополнительное, измеренное количество воздуха. Воздух в конденсатор впускается через специальные калиброванные шайбы. Поскольку во всем диапазоне изменения вакуума при проведении опыта расход через отверстие будет критическим, его, пренебрегая изменением атмосферного давления, можно подсчитать по формуле

$$G_b = 0,65 d^2, \quad (6-6)$$

где G_b — расход воздуха, кг/ч; d — диаметр отверстия в шайбе, мм.

При работе турбоустановки в зоне горизонтального участка зависимости $p_k = f(G_b)$ в ее вакуумную систему подаются ступенчато-возрастающие расходы воздуха $G_{I_b}^I, G_{I_b}^{II}, G_{I_b}^{III}, G_{I_b}^{IV}$, задаваемые шайбами с увеличивающимися диаметрами отверстий. При каждом расходе подаваемого в вакуумную систему воздуха измеряют давление в конденсаторе $p_{I_k}^I, p_{I_k}^{II}, p_{I_k}^{III}, p_{I_k}^{IV}$.

Если при некотором значении расхода подаваемого воздуха $G_{I_b}^{IV}$ давление в конденсаторе заметно увеличивается (рис. 6-12), то это оз-

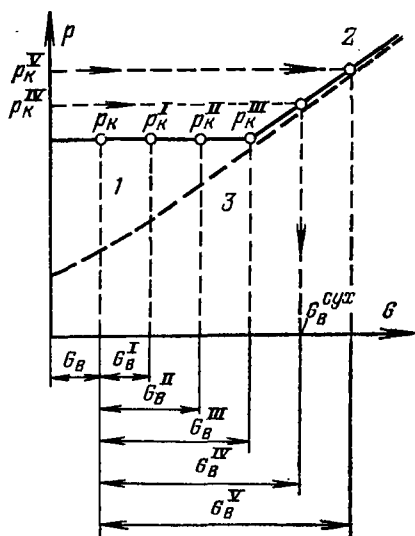


Рис. 6-12. К определению величины присоса воздуха в вакуумную систему турбины с водоструйным эжектором.

1 — горизонтальный участок зависимости $p_K = f(G_B)$; 2 — наклонный участок зависимости $p_K = f(G_B)$; 3 — характеристика эжектора на сухом воздухе.

начает, что установка при данном расходе воздуха работает в зоне наклонного участка зависимости $p_K = f(G_B)$.

Для измеренного давления p_K^{IV} по характеристике данного эжектора на сухом воздухе определяют расход отсасываемого водоструйным эжектором воздуха $G_{B}^{сух}$. Вычитая из этого расхода известное количество воздуха, подаваемое в вакуумную систему через шайбу G_B^{IV} , находят количество воздуха, проникающего в конденсатор через неплотности вакуумной системы G_B . По найденному значению G_B оценивается воздушная плотность вакуумной системы.

Для полной уверенности в полученном результате описанный опыт можно повторить при несколько большем расходе подаваемого в вакуумную систему воздуха G_B^V .

Для того чтобы не пользоваться сменными шайбами, с целью экономии времени при проведении испытаний впуск воздуха можно производить через сопло постоянного се-

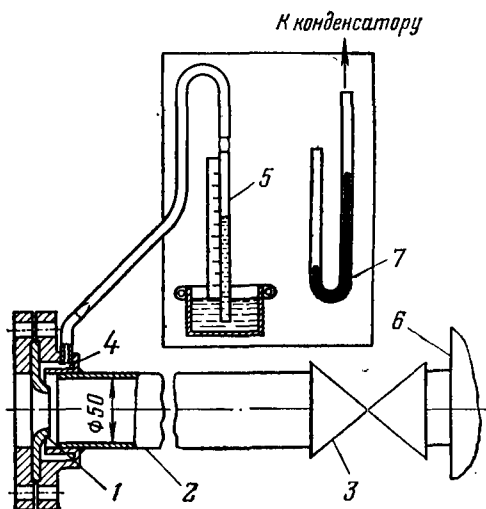


Рис. 6-13. Устройство для впуска воздуха в вакуумную систему турбоагрегата.

1 — воздушное сопло; 2 — труба; 3 — бессальниковый вентиль; 4 — камера; 5 — вакуумметр; 6 — конденсатор; 7 — ртутный вакуумметр.

чения, регулируя расход воздуха вентилем бессальникового типа и измеряя разрежение за соплом по схеме, изображенной на рис. 6-13.

При параллельной работе двух водоструйных эжекторов необходимо проверить возможность определения количества подсосываемого воздуха без впуска дополнительного воздуха в вакуумную систему. Для этого следует отключить один из эжекторов и проследить за изменением вакуума в конденсаторе. Если вакуум при этом ухудшится, то это значит, что установка работает на крутом участке зависимости $p_K = f(G_B)$ и искомый расход воздуха определится по характеристике эжектора (одного) на сухом воздухе (рис. 6-14). Если при отключении одного из эжекторов давление в конденсаторе не повышается, то следует проводить опыт с впуском воздуха при работе конденсационной установки на одном эжекторе. Этот опыт должен проводиться при полной уверенности в отсутствии дополнительного подсоса воздуха в систему через отключенный эжектор.

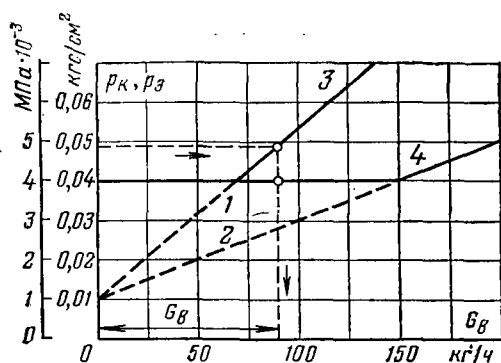


Рис. 6-14. Графики зависимости давления в конденсаторе и приемной камере водоструйного эжектора при работе одного и двух эжекторов.

1 — характеристика одного эжектора на сухом воздухе; 2 — характеристика двух параллельно работающих эжекторов на сухом воздухе; 3 — наклонная ветвь зависимости $p_k = f(G_v)$ при работе одного эжектора; 4 — наклонная ветвь зависимости $p_k = f(G_v)$ при работе двух эжекторов.

Укажем еще на один, известный уже давно, способ определения присосов воздуха [83]. Он основан на том, что скорость падения вакуума при отключении эжектора линейно зависит от величины присоса воздуха в вакуумную систему турбины.

Испытание проводится при постоянной нагрузке при различных пропусках добавочного воздуха в конденсатор. Воздух в конденсатор подается через калиброванные шайбы, имеющие разный диаметр. Расход через эти шайбы определяется по формуле (6-6). Измеряя при каждом режиме скорость падения вакуума при отключенном эжекторе, строят график зависимости $\Delta H = f(G_{в.доб})$, которая близка к линейной (рис. 6-15). Продолжая эту прямую до пересечения с осью абсцисс, как показано на рисунке, можно с достаточной точностью установить количество воздуха, проникающего в конденсатор при отсутствии добавочного воздуха.

Этот метод прост и применим для любых установок независимо от типа воздухоудаляющего устройства.

6-4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕСТ ПРИСОСОВ ВОЗДУХА В ВАКУУМНУЮ СИСТЕМУ ТУРБИНЫ

Определение мест присосов в современной крупной турбоустановке с ее широко развитой вакуумной системой представляет собой весьма сложную задачу.

До недавнего времени для оты-

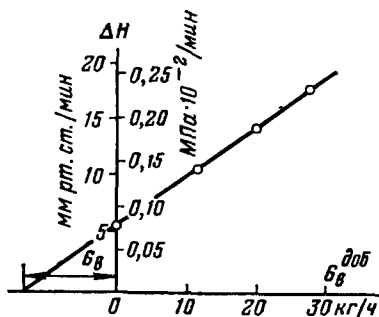


Рис. 6-15. Зависимость скорости падения вакуума от количества добавочного воздуха, вводимого в конденсатор.

скания мест, где возникали неплотности, персонал электростанций располагал весьма ограниченными возможностями. Для определения мест присосов воздуха на ходу турбины существовал старый способ — проверять все подозрительные места с помощью горящей свечи, по отклонению ее пламени. Этот способ позволял находить места крупных присосов воздуха, однако для нахождения более мелких неплотностей он был неприменим. Кроме того, для турбоагрегатов с водородным охлаждением этот метод по условиям пожарной безопасности вообще не мог быть разрешен.

Имеются также методы определения неплотностей в вакуумной системе на остановленной турбине. К ним относятся гидравлическая и воздушная опрессовка системы.

При гидравлической опрессовке в паровое пространство конденсатора заливается вода до расточек уплотнений выхлопного патрубка. При этом все задвижки элементов и узлов, находящихся под разрежением, должны быть открыты, а концевые уплотнения турбины должны быть загерметизированы. Места неплотностей при этом определяются по вытекающей из них воде. Для увеличения внутреннего давления при опрессовке в верхнюю часть турбины подают от компрессора воздух под давлением 0,0196—0,0294 МПа (0,2—0,3 кгс/см²) (изб.).

Воздушная опрессовка осуществляется путем подачи в цилиндры турбины воздуха под избыточным давлением. Места неплотностей определяются по отклонению пламени свечи или путем покрытия подозрительных мест мыльной пеной.

Все эти методы весьма трудоемки и, естественно, не соответствуют современному уровню развития энергетики, вследствие чего в последнее время были разработаны новые методы отыскания неплотностей. Они основываются на применении аппаратуры, использовавшейся в технике глубокого вакуума.

Наиболее совершенным и современным способом отыскания неплотностей в вакуумной системе турбины является использование для этой цели галоидных теческательных атмосферного и вакуумного типа [7, 59, 83]. С помощью этих приборов удается обнаружить самые незначительные присосы воздуха в любых местах турбоустановки, находящихся под разрежением.

Принцип действия галоидных теческательных основан на свойстве платины в раскаленном состоянии испускать ионы. Эмиссия ионов возрастает, когда в среде, в которой находится разогретая платина, присутствует галоидосодержащий газ (фреон, четыреххлористый углерод и др.).

Если какой-либо узел (фланец, сальник и др.), имеющий неплотность, обдуть галоидосодержащим газом, а в месте отсоса воздуха из конденсатора поставить датчик прибора, то газ вместе с воздухом попадает в вакуумную систему турбины и будет отсасываться из нее эжектором. Появление галоидов в отсасываемом воздухе будет отмечено прибором. Отсутствие сигнала на приборе будет указывать на воздушную плотность испытуемого элемента вакуумной системы.

В качестве пробного газа обычно применяется фреон-12. Он достаточно дешев, нетоксичен, не вступает во взаимодействие с металлами. Для

обдувки фреоном мест возможных присосов используется небольшая, переносимая в руках емкость (баллон) со шлангом, из которого и производится обдувка. Измерительный блок галоидного теческательного соединяется гибким шлангом с датчиком атмосферного или вакуумного типа. Датчик атмосферного типа (ГТИ-3) предназначен для использования в турбоустановках, снабженных пароструйными эжекторами. В этом случае датчик устанавливается в потоке воздуха, выходящего из парового эжектора после последней секции холодильника (рис. 6-16,а).

Значительно большие трудности для получения пробы воздуха имеются в турбоустановках с водоструйными эжекторами, поскольку отсасываемая из конденсатора паровоздушная смесь смешивается с рабочей водой эжектора и сбрасывается в отводящие каналы циркуляционной системы. В этом случае проба воздуха на наличие фреона должна забираться из всасывающей линии к водяному эжектору. Для этой цели служит датчик вакуумного типа (галоидный теческатель типов ВАГТИ-4 и ГТИ-6).

Как видно из схемы на рис. 6-16,б, датчик 6 и холодильник 4 подсоединяются параллельно основному трубопроводу паровоздушной смеси. Прохождение некоторого количества паровоздушной смеси через параллельную ветвь осуществляется за счет работы воздушного элеватора 5, создающего необходимую циркуляцию паровоздушной смеси в ответвлении. Применение холодильника для конденсации пара из паровоздушной смеси повышает концентрацию галоидов в смеси, проходящей через датчик, и тем самым усиливает сигнал. Укажем основные приемы работы с галоидными теческательными.

Для проверки работоспособности теческательного и выбора режима его работы первоначально фреоном обдувается специальное калибровоч-

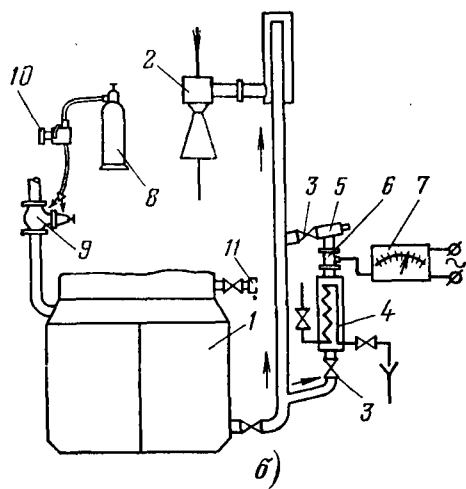
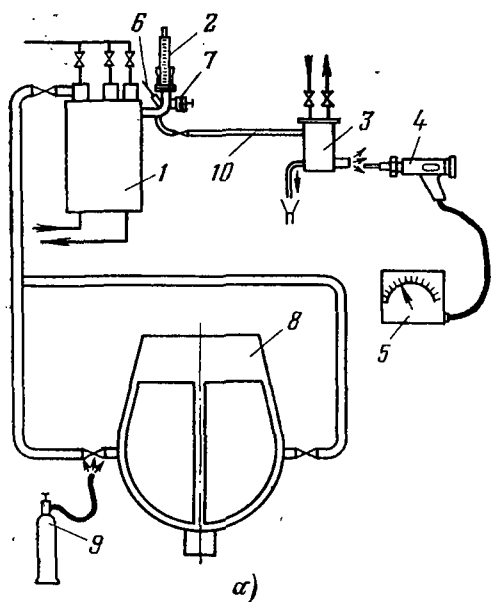


Рис. 6-16. Схема применения галоидного течеискателя.

а — с датчиком атмосферного типа (ГТИ-3):

1 — пароструйный эжектор; 2 — воздухомер; 3 — охладитель паровоздушной смеси; 4 — щуп (датчик) течеискателя; 5 — измерительный блок течеискателя; 6 — термометр; 7 — вентиль для выпуска воздуха помимо воздухомера; 8 — конденсатор; 9 — баллон с фреоном; 10 — отводная трубка.

б — с датчиком вакуумного типа (ВАГТИ-4):

1 — конденсатор; 2 — водоструйный эжектор; 3 — бессальниковый вентиль; 4 — охладитель смеси; 5 — воздушный элеватор; 6 — вакуумный датчик; 7 — измерительный блок течеискателя; 8 — баллон с фреоном; 9 — проверяемая на плотность задвижка; 10 — устройство для пуска фреона; 11 — калибровочное сопло.

ное сопло диаметром 0,5—1,0 мм, установленное в наиболее доступном месте вакуумной системы турбины. Эта пробная обдувка позволяет выбрать чувствительность прибора. После этого калибровочное сопло отключается, и установка может быть использована для определения действительных мест присосов. При этом следует учитывать, что сигнал появляется на приборе с некоторым запаздыванием после начала обдувки какого-либо места фреоном. Это запаздывание может колебаться от нескольких секунд до нескольких минут в зависимости от расстояния между местом обдувки и местом установки датчика. Время обдувки должно быть порядка 1—3 с. После обнаружения неплотности обдувку газом следующего узла следует производить не сразу, а после вентилизации вакуумной системы, которая может длиться до

10 мин. Только после того, как стрелка прибора встанет на нуль, можно переходить к дальнейшей работе с течеискателем.

С помощью галоидного течеискателя атмосферного типа ГТИ-3 можно обнаруживать неплотности и в линии основного конденсата, находящегося под разрежением [60]. В этом случае воздух не попадает в конденсатор, а увлекается потоком конденсата в деаэратор через всю регенеративную систему низкого давления. При этом резко повышается содержание кислорода в конденсате, что вызывает коррозию питательного тракта низкого давления и попадание продуктов коррозии в деаэратор, а затем в котел.

Местами возможных присосов воздуха в этом случае являются сальники уплотнений штоков задвижек насосов, накидные гайки, вентили, тройники манометров, фланцы

крышек конденсатных насосов и т. д. К этим местам присосов относятся и неплотности, появляющиеся в напорной линии конденсатных насосов при выводе их в резерв.

Работа с течеискателем в данном случае отличается тем, что датчик устанавливается на выпаре деаэратора, причем отбор пробы воздуха производится через дополнительный холодильник.

Как показал опыт, применение галоидных течеискателей для нахождения мест присосов воздуха позволяет поддерживать высокую воздушную плотность вакуумной системы турбины, что особенно важно для крупных энергетических блоков.

Из других новых методов определения мест присосов воздуха следует отметить ультразвуковой способ, позволяющий находить неплотности по наличию звуковых колебаний высокой частоты при подсосе воздуха в вакуумную систему [26].

В отечественной практике была сделана попытка применить прибор ТУЗ-5М, состоящий из пьезоэлектрического датчика, усилителя и головного телефона. Для определения мест неплотностей датчик течеискателя должен поочередно подноситься к возможным местам присосов воздуха. При наличии неплотности в наушниках возникает шипящий звук, сила которого будет нарастать по мере приближения датчика к месту подсоса.

Преимуществами прибора являются его малый вес (400 г) и простота эксплуатации.

Очень большим недостатком указанного прибора является то, что он реагирует на посторонние шумы: паровые свищи, движение потоков пара, воды и воздуха внутри труб. Прибором нельзя воспользоваться также для проверки работы концевых уплотнений турбины, так как вращающийся вал ее создает шумовой фон интенсивнее полезного сигнала. Кроме того, электрическая часть схемы испытывает влияние работы генератора и возбuditеля. Вследствие этого пользоваться ультразвуковым течеискателем особенно удобно в период пуска конденсационной установки и набора вакуума при невозбужденном генераторе, а также в местах удаленных от звуковых помех. Для уменьшения влияния посторонних шумов рекомендуется подсоединять к датчику прибора специальную насадку цилиндрической формы, оклеенную изнутри звукоизолирующим материалом.

По своим эксплуатационным данным ультразвуковой течеискатель не может за-

менить течеискатель галоидного типа и поэтому не нашел широкого распространения на электрических станциях СССР.

6-5. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ ПЛОТНОСТЬ КОНДЕНСАТОРА

Высокие требования, предъявляемые к качеству питательной воды на современных энергетических установках, означают повышенные требования и к качеству конденсата. Это особенно касается блоков с прямоточными котлами, где существует жесткая зависимость между качеством пара и качеством питательной воды. Поэтому именно для этих агрегатов установлены наиболее жесткие нормы величины присосов охлаждающей воды 0,001—0,005%¹ (при пресной охлаждающей воде) по отношению к расходу конденсата и 0,0001—0,00001%, при сильно минерализованной прудовой или морской охлаждающей воде. Однако реально проверять в настоящее время можно не величину присоса охлаждающей воды в конденсатор, а жесткость конденсата (до конденсатоочистки).

Согласно ПТЭ жесткость конденсата должна отвечать следующим нормам (мкг-экв/кг, не более):

Котлы с естественной циркуляцией до 3,92 МПа	(40 кгс/см ²) 10
То же	3,92—9,81 МПа 8
" "	(40—100 кгс/см ²) 5
" "	выше 9,81 МПа 3
" "	(100 кгс/см ²) 1
Котлы прямоточные (до конденсатоочистки)	1

При непрерывной очистке 100%¹ конденсата, выходящего из конденсатосборника турбины, допускается кратковременное (не более 4 сут) повышение жесткости исходного конденсата до 5 мкг-экв/кг с соблюдением норм качества питательной воды.

Для поддержания высокого качества исходного конденсата необходимо предотвращать образование течей как в вальцовочных соединениях трубок с трубными досками, так и в самих трубках, подверженных различным механическим, эро-

зионным и коррозионным повреждениям.

Наиболее опасными с точки зрения ухудшения водного режима являются механические повреждения трубок, поскольку обрыв в конденсаторе даже одной трубки из числа нескольких тысяч приводит к необходимости срочного отглушения прохудившейся трубки или аварийного останова турбины. Причинами механических повреждений трубок могут быть вибрационная усталость; эрозия периферийных трубок, возникающая при высокой влажности и большой скорости набегающего парового потока; эрозия трубок в местах подвода дренажей; некачественная вальцовка трубок (перевальцовка, подрезка); истирание трубок в местах прохода их через промежуточные перегородки при вибрации.

Отметим, что вибрация трубок может вызываться не только под воздействием вращения вала турбины, но и аэродинамическими силами от воздействия парового потока. Этим вибрациям, носящим характер автоколебаний, подвержены только первые по ходу пара несколько рядов трубок [83].

Предотвращение поломок трубок от резонансной вибрации достигается за счет тщательной отстройки трубного пучка от резонанса. В ряде случаев для предотвращения эрозии целесообразно в первом ряду пучка на входе пара установить заглушенные трубки, которые гасили бы энергию водяных капель, содержащихся в паре [2]. Целесообразно также первые ряды трубных пучков компоновать трубками из износостойчивых материалов, а также трубками с повышенной толщиной стенок.

Среди причин, вызывающих механические повреждения трубок, нельзя исключить также случаи повреждения трубок кусками лопаток или бандажей, попадающих в конденсаторы при разрушении элементов проточной части турбин. Эти

случаи весьма редки, и предотвратить их, естественно, нельзя.

Более частой причиной повреждения трубок является коррозия, которая может явиться следствием воздействия коррозионно-активных примесей, содержащихся в охлаждающей воде. Иногда коррозии трубок с водяной стороны способствуют местные очаги эрозии, препятствующие образованию прочной защитной пленки на поверхности металла, или местные загрязнения стенки трубок, приводящие, как и инородные включения в металле, к образованию гальванических пар.

Коррозии с паровой стороны может, как правило, подвергаться лишь небольшое количество трубок в области воздухоохладителя, где сильно возрастает концентрация агрессивных газов в паровоздушной смеси. По предложению ВТИ этот пучок рекомендуется изготавливать из нержавеющей материалов [8]. Что же касается коррозии с водяной стороны, то самым радикальным мероприятием, уменьшающим этот процесс до допустимых пределов, является правильный подбор материала трубок в зависимости от характеристики охлаждающей воды.

В практике отечественного турбостроения длительное время в качестве материала для конденсаторных трубок применялись два вида латуни: Л-68 для пресной и ЛО70-1 для морской воды. Опыт эксплуатации ряда станций показывает, что упомянутые материалы не выдерживают длительной эксплуатации на охлаждающих водах со средним в коррозионном отношении качеством. Вследствие этого наблюдались случаи остановок крупных блоков для частичной или даже полной замены трубной системы конденсатора через 3—4 года эксплуатации.

Вопрос о правильном выборе материала конденсаторных трубок является определяющим для обеспечения длительной безаварийной ра-

боты конденсаторов. При решении этого вопроса следует руководствоваться разработанными ВТИ совместно с другими институтами «Рекомендациями по применению конденсаторных трубок из различных материалов» [10, 83]. Ниже, в табл. 6-1, приводятся эти рекомендации.

В зарубежной практике нашло известное распространение использование в качестве материала для трубок нержавеющей стали. Совместно с возможностью приварки трубок к трубной доске это обеспечивает условия для создания чрезвычайно надежной с точки зрения гидравлической плотности конструкции конденсатора. Эксплуатационное опробование этого материала производится и в СССР.

Специфическим видом разрушения трубок является так называемая «ударная» коррозия. Этот вид разрушения обычно проявляется на входных участках трубок (100—200 мм от входа воды в трубки) в виде шероховатости, интенсивного уменьшения толщины стенок и сквозных язв. Предполагается, что причиной коррозии этого вида служит срыв защитной пленки с поверхности трубки под действием струй воды, абразивных примесей и пузырьков воздуха, обильно выделяющихся при входе потока в трубки.

«Ударная» коррозия латунных трубок обычно наблюдается в конденсаторах со средними скоростями воды в трубках, превышающими 1,5 м/с. С повышением скорости воды «ударная» коррозия усиливается. Особенно опасны высокие скорости в конденсаторах на морской или сильноминерализованной воде. В этих случаях проблема надежности трубных пучков может быть решена рациональным выбором материала трубок и скоростей охлаждающей воды.

Среди проблем, касающихся обеспечения гидравлической плотности конденсатора, важное место

занимают вопросы дополнительной герметизации вальцовочных соединений. Подсос сырой воды в паровое пространство конденсатора через неплотности вальцовочного соединения является постоянно действующим фактором, поскольку обеспечить абсолютную плотность нескольких десятков тысяч вальцовочных соединений не представляется возможным, тем более что плотность этих узлов может нарушаться в процессе эксплуатации. Особенно сложно решается этот вопрос применительно к мощным агрегатам сверхкритического давления, поскольку требования к качеству конденсата в этих установках в достаточной мере жесткие, а количество вальцовочных соединений с ростом единичных мощностей турбоагрегатов возрастает.

С учетом указанных обстоятельств в последнее время были разработаны мероприятия по повышению герметичности вальцовочных соединений и устранению вредного влияния подсоса сырой воды в паровое пространство конденсатора. К этим мероприятиям относятся:

- 1) нанесение уплотняющих покрытий на трубные доски и выступающие концы трубок со стороны водяных камер;

- 2) применение двойных трубных досок;

- 3) организация соленых отсеков в паровом пространстве конденсатора;

- 4) приварка трубок к трубным доскам.

Способ дополнительной герметизации вальцовочных соединений путем нанесения на трубную доску уплотняющих покрытий, предложенный ВТИ в 1953 г., пригоден как для вновь строящихся, так и находящихся в эксплуатации конденсаторов. Покрытие выполняется из водостойкого материала и образует плотный и прочный защитный слой, перекрывающий возможные неплотности в вальцовочных соединениях (рис. 6-17). Уплотняющие материа-

Рекомендации по применению конденсаторных трубок из различных материалов в зависимости от характеристики охлаждающей воды

Характеристика охлаждающей воды	Материал	Допустимые скорости воды, м/с
Солесодержание до 300 мг/кг: а) чистая речная, озерная или оборотная вода б) солесодержание хлоридов более 20 мг/кг и небольшое загрязнение стоками (суммарное содержание аммиака, сероводорода, нитритов и др. не более 1 мг/кг)	Латунь Л68 Латунь ЛМш68-0,06, ЛО70-1	До 2,0—2,2 с понижением до 1,7—1,9 при небольшом содержании твердых примесей
Солесодержание от 300 до 1500 мг/кг: а) отсутствует загрязненность стоками б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1,б)	ЛО70-1 ЛОМш70-1-0,06	То же " "
Солесодержание от 1500 до 3000 мг/кг: а) отсутствует загрязненность стоками и взвесями б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1,б), небольшое содержание взвесей в) значительное содержание взвесей (в среднем, исключая период паводка, выше 25 мг/кг)	ЛОМш70-1-0,06 Латунь ЛАМш77-2-0,06 МНЖМц5-1-0,8 (МНЖ5-1)	" " " " До 2,5—2,7
Солесодержание от 3000 до 5000 мг/кг: а) отсутствует загрязненность стоками и взвесями б) небольшое загрязнение стоками (см. п. 1,б), небольшое содержание взвесей	ЛАМш77-2-0,06 МНЖМц5-1-0,8 (МНЖ5-1)	До 2,0—2,2 До 2,5—2,7
Солесодержание выше 10 000 мг/кг (морская вода): а) отсутствуют абразивные примеси (песок) и сероводород б) имеются абразивные примеси	ЛАМш77-2-0,06 МНЖМц30-0,8-1 (МН70-30) X18H12M2T 1X18H9T	До 2,0—2,2 До 3 То же
Независимо от общего солесодержания при кислой реакции воды ($pH = 2-6$), кроме морской	1X18H9T	То же
Зона воздухоохладителя (при критических параметрах пара): а) при пресной воде б) при морской воде или повышенном содержании хлоридов (более 800 мг/кг)	1X18H9T X18H12M2T	" " " "

Примечания: 1. Настоящие рекомендации относятся к конденсаторам турбин, работающим нормально со средней за наиболее жаркую декаду температурой охлаждающей воды на выходе не более 45°C.
 2. Для блоков с прямоточными котлами следует применять конденсаторные трубки из материала для следующей (более высокой) ступени солесодержания охлаждающей воды.
 3. Трубки из нержавеющей стали подлежат еще проверке на различных водах в опытно-попытном порядке. Широкое их применение намечается после получения результатов проверки.

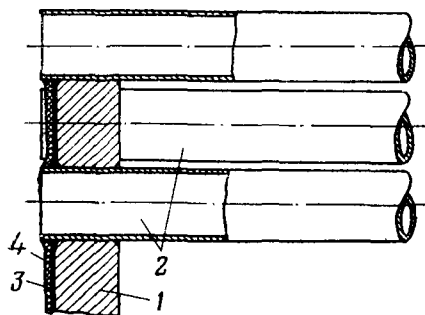


Рис. 6-17. Схема трубной доски с герметизирующим покрытием.

1 — трубная доска; 2 — конденсаторные трубки; 3 — слой грунтовки; 4 — герметизирующее покрытие.

лы должны плотно соединяться с металлом трубной доски и трубок конденсатора или предварительно нанесенной грунтовкой. Кроме того, этот материал должен быть стоек к разрушающему действию минерализованной или сильно загрязненной абразивными включениями охлаждающей воды.

На основании проведенной ВТИ многолетней проверки различных материалов на опытных образцах и в промышленных условиях в настоящее время могут быть рекомендованы для практического применения следующие типы покрытий [83]: а) битумное покрытие по фенолформальдегидной грунтовке; б) гуммирование «жидким» наиритом по хлорнаиритовой грунтовке; в) гуммирование тиоколовым герметиком У-30М по хлорнаиритовой грунтовке; г) покрытие эпоксидным компаундом на основе эпоксидных смол.

Работы по герметизации трубных досок нового конденсатора или конденсатора, в котором установлены новые трубки, производятся после развальцовки всех трубок, проведения гидравлического испытания и устранения обнаруженных при этом неплотностей.

Уплотняющие покрытия применяются для герметизации не только вальцовочных соединений, но и сварных швов составных трубных досок, соединений трубных досок с корпусом конденсатора и свар-

ных соединений анкерных болтов с трубными досками.

В некоторых типах конденсаторов ХТГЗ применен другой способ герметизации трубных досок. Конденсаторы этой конструкции имеют двойные трубные доски (рис. 6-18), зазор между которыми заполнен конденсатом. Конденсат для этой цели подается из напорного бачка, установленного на такой высоте, чтобы статическое давление столба воды превышало давление охлаждающей воды в водяной камере. При такой системе уплотнения загрязнение конденсата за счет неплотности вальцовочного соединения может быть полностью исключено. Однако широкого распространения этот метод герметизации вальцовочных соединений не получил ввиду больших трудностей, связанных с изготовлением и эксплуатацией этих конденсаторов.

Сложность изготовления подобной конструкции заключается в том, что при сварке конденсатора трудно обеспечить полную соосность отверстий внутренних и внешних трубных досок, вследствие чего после сварки конденсатора необходима дополнительная подгонка отверстий. Кроме того, вдвое увеличивается количество вальцовочных

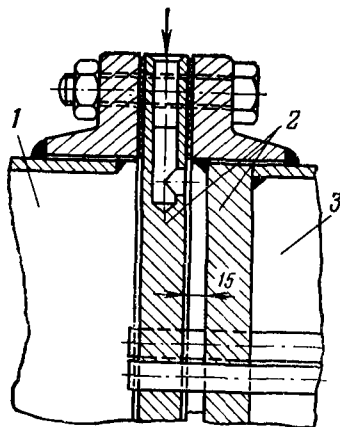


Рис. 6-18. Схема уплотнения трубок в двойных трубных досках.

1 — водяная камера конденсатора; 2 — трубные доски; 3 — паровое пространство конденсатора.

соединений, причем вальцовка трубок во внутренней трубной доске сопряжена с определенными трудностями, и качество ее, как правило, ниже обычного.

При появлении течи в вальцовочных соединениях внутренних досок отыскание мест присосов невозможно, поскольку внутренние трубные доски недоступны для осмотра.

Более простым, но недостаточно эффективным способом предохранения конденсата от попадания в него охлаждающей воды через неплотности вальцовочного соединения является устройство «соленых» отсеков в паровом пространстве конденсатора в районе расположения основных трубных досок. Для этой цели в паровом пространстве на расстоянии 100—150 мм от трубных досок устанавливают вертикальные перегородки на всю высоту трубного пучка, причем трубки свободно, с зазором, проходят через отверстия в этой перегородке. Плотное соединение перегородки с корпусом конденсатора требуется только на участке, расположенном ниже трубного пучка.

При такой конструкции конденсатора сырая вода, проникающая через неплотности вальцовочного соединения или через раковины и трещины в трубках вблизи трубных досок, попадает в отсек, образованный трубной доской и перегородкой, и удаляется специальным насосом, не смешиваясь с основной массой конденсата. Схема работы конденсатора такого типа представлена на рис. 6-19.

Устройство соленых отсеков дает возможность при возникновении течи в трубных досках обеспечить работу агрегата до очередной его остановки без существенного ухудшения качества основной массы конденсата. Кроме того, по изменению концентрации солей в соленом отсеке можно судить о появлении весьма умеренных присосов, которые в обычных условиях даже не прослеживаются ввиду их значи-

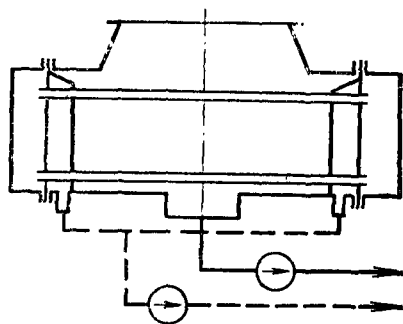


Рис. 6-19. Схема конденсатора с «солеными» отсеками.

тельного разбавления основным количеством конденсата. Однако применение соленых отсеков в крупных отечественных конденсаторах не находит широкого распространения.

Эффективным средством герметизации трубных досок конденсаторов является приварка к ним трубок. Но этот способ применим лишь при изготовлении трубок и трубных досок из одинакового материала или из разных, но сваривающихся между собой металлов. В настоящее время в нашей стране в стационарных энергетических установках соединение трубок и трубных досок с помощью сварки не применяется, так как сварное соединение затрудняет замену поврежденных трубок.

Для определения количества охлаждающей воды, проникающей через неплотности в паровое пространство конденсатора, пользуются опрессовкой конденсатора с водяной стороны. Для этого конденсатор с паровой стороны полностью опорожняется, конденсатопровод после конденсаторного сборника временно отглушается. С водяной стороны создается полное рабочее давление циркуляционной воды, а с паровой стороны с помощью пускового эжектора создается разрежение (пар на уплотнение не подается). По истечении 2—3 ч производится слив и измерение количества накопившейся в паровом пространстве охлаждающей воды. Этим методом удается только приблизительно оценить величину присосов охлаждающей воды, так как гидравлическая плотность неработающего конденсатора может существенно отличаться от плотности конденсатора, работающего с глубоким вакуумом под нагрузкой.

Важнейшей задачей в условиях обеспечения максимальной гидрав-

лической плотности конденсаторов является обнаружение мест присосов сырой воды в паровое пространство конденсатора. Эта задача по мере роста требований к качеству конденсата все более усложняется. В настоящее время в установках сверхкритического давления традиционные методы опрессовки конденсатора для обнаружения мест присосов сырой воды уже становятся непригодными, поскольку жесткие требования к качеству питательной воды в этих агрегатах требуют нахождения даже капиллярных трещин и неплотностей.

В этих условиях хорошо зарекомендовал себя люминесцентный метод, основанный на применении для гидравлической опрессовки водного раствора люминофора, обладающего свойством свечения под действием ультрафиолетовых лучей [83]. При облучении трубных досок конденсатора ультрафиолетовыми лучами люминофор, проникающий наружу через неплотности трубной системы, начинает светиться ярким желтовато-зеленым светом. Это позволяет обнаруживать очень мелкие неплотности и трещины, наличие которых невозможно обнаружить при обычной опрессовке.

В качестве люминофора при опрессовках конденсаторов применяется водный раствор флуоресцеина натрия (уранина $C_{20}H_{10}O_5Na_2$). Водный раствор флуоресцеина натрия не ядовит и не вызывает коррозии металлов. Свечение раствора под действием ультрафиолетового излучения наблюдается уже при незначительных концентрациях флуоресцеина натрия, поэтому количество его, необходимое для опрессовки конденсатора, очень невелико.

Для приготовления рабочего раствора используется готовый порошок уранина или флуоресцеина $C_{20}H_{10}O_5$. Поскольку флуоресцен плохо растворяется в воде, его предварительно переводят в уранин. Для этого в отдельном бачке растворяют равное по весу количество

флуоресцеина и едкого натра (NaOH) [9, 83]. Концентрация указанных соединений в воде для однократной опрессовки составляет 7—12 г/м³. При заливке водой парового пространства конденсатора люминофор должен быть тщательно перемешан с водой. Отыскание мест неплотностей по свечению люминофора производится при затемненных водяных камерах.

Из прочих методов определения мест присосов следует отметить обычную гидравлическую опрессовку и опрессовку под давлением. Гидравлическая опрессовка производится при остановленной турбине путем заливки парового пространства конденсатора конденсатом или химически очищенной водой. При этом трубы и трубные доски предварительно осушаются сжатым воздухом. Появление капель, течи из вальцовочного соединения или из какой-либо трубы сигнализирует о местах подсоса сырой воды.

Этот метод позволяет определить места лишь с относительно большими неплотностями, поскольку при таком испытании все вальцовочные соединения, трубы и сварные швы находятся под давлением воды, значительно меньшим, чем в условиях эксплуатации. В нижней части трубных досок, где давление воды выше, таким путем могут быть обнаружены течи порядка 10—20 кг/ч и более. В верхней же части трубных досок давление воды ниже, вследствие чего могут остаться невыявленными значительные неплотности.

Несколько лучшие результаты могут быть получены при гидравлической опрессовке под давлением, когда над поверхностью воды создается при помощи сжатого воздуха от компрессора избыточное давление порядка 0,049—0,0784 МПа (0,5—0,8 кгс/см²).

Для определения крупных неплотностей на ходу турбины опоражнивают с водяной стороны одну половину конденсатора и, исследуя

трубную доску с помощью горячей свечи, по отклонению пламени определяют места присосов сырой воды. Иногда поиск течи производят с помощью одновременного наложения эластичных тонких пластмассовых пленок на одинаковые места трубных досок в противоположных водяных камерах. В местах крупных присосов пленка под действием разности давлений прогибается. Заслуживает большого внимания метод поиска прохудившихся трубок с помощью пены, наносимой на поверхности трубных досок [90].

6.6. ПЕРЕОХЛАЖДЕНИЕ И КИСЛОРОДОСОДЕРЖАНИЕ КОНДЕНСАТА

Переохлаждением конденсата называется разность между температурой насыщения пара при давлении в горловине конденсатора и температурой конденсата во всасывающем патрубке конденсатного насоса.

Переохлаждение конденсата ухудшает экономичность установки, поскольку увеличивается потеря тепла с охлаждающей водой и возникает необходимость в дополнительном подогреве питательной воды за счет пара из регенеративных отборов. Помимо этого переохлаждение конденсата ухудшает деаэрацию конденсата в конденсаторе, что может явиться причиной значительного заражения питательной воды коррозионно-активными газами.

Величина переохлаждения конденсата зависит от конструктивных особенностей конденсатора, его деаэрационного устройства, если оно есть, а также условий эксплуатации установки.

Особенно большое переохлаждение конденсата наблюдается в конденсаторах старых конструкций, имеющих тесное расположение охлаждающих трубок. Эти конденсаторы обычно имеют большое паровое сопротивление трубного пучка (10—15 мм рт. ст.), что само по себе является одной из причин переохлаждения. Кроме того, эти конденсаторы выполнялись нерегенеративного типа. Величина переохлаждения конденсата у таких конденсаторов

сравнительно мало зависит от режимных факторов, и единственным радикальным мероприятием по устранению этого явления будет реконструкция трубного пучка конденсатора с целью ликвидации переохлаждения конденсата и уменьшения парового сопротивления.

В практике работы электростанций давно уже применяется метод реконструкции, заключающийся в удалении части трубок с целью образования широких проходов для пара, позволяющих организовать его равномерное распределение по поверхности охлаждения и догрев конденсата до температуры отработавшего пара. В этом случае некоторое уменьшение поверхности охлаждения не вызывает перегрузки конденсатора, поскольку конденсаторы этих типов рассчитаны на весьма умеренную номинальную удельную паровую нагрузку. В ряде случаев вакуум после реконструкции даже углубляется за счет резкого уменьшения парового сопротивления конденсатора. Уменьшения переохлаждения можно добиться также рациональным размещением поддонов и лотков для предотвращения попадания конденсата на нижние трубки с верхних трубных пучков.

Современные конденсаторы регенеративного типа, обладающие минимальным паровым сопротивлением и рациональной компоновкой трубного пучка, практически не имеют переохлаждения конденсата (на расчетном режиме). На величину переохлаждения конденсата могут влиять следующие эксплуатационные факторы:

- а) паровая нагрузка конденсатора;
- б) величина присоса воздуха в вакуумную систему;
- в) температура охлаждающей воды на входе в конденсатор;
- г) расход охлаждающей воды;
- д) уровень конденсата в нижней части конденсатора.

Для того чтобы исключить или по возможности уменьшить переохлаждение конденсата в зимнее время при низкой температуре охлаждающей воды, следует на этот период сокращать расход воды в конденсатор. Помимо уменьшения переохлаждения конденсата, этим достигается сокращение расхода электрической энергии на собственные нужды турбинного цеха. При работе циркуляционных насосов на общую

магистраль регулирование расхода воды производится изменением числа работающих насосов или, что менее экономично, прикрытием задвижки на напорной линии циркуляционной магистрали.

При блочной компоновке циркуляционных насосов, когда каждый насос осевого типа работает на свою половину конденсатора, регулирование производительности осуществляется изменением угла поворота рабочих лопастей насоса или изменением числа оборотов за счет переключения числа пар полюсов электродвигателя.

О влиянии присосов воздуха на переохлаждение конденсата уже говорилось ранее. Отметим, что влияние присосов особенно сказывается в зимнее время при низкой температуре охлаждающей воды, а также при больших присосах воздуха. Это хорошо иллюстрируется рис. 6-20, где приводятся результаты испытания конденсатора блока 300 МВт при значительных присосах воздуха в вакуумную систему.

Большое переохлаждение конденсата может возникнуть при повышении уровня конденсата в нижней части конденсатора, когда часть трубок, расположенных внизу, оказывается затопленной. Для предотвращения этого необходимо постоянно поддерживать уровень конденсата ниже нижнего ряда трубок, регулируя производительность конден-

сатного насоса при помощи задвижки на напорной стороне насоса. Для этого все современные установки снабжаются регулятором уровня в конденсаторе.

Определенное влияние на величину переохлаждения конденсата оказывает удельная паровая нагрузка конденсатора. По результатам опытов ВТИ в конденсаторах с центральным отсосом воздуха величина переохлаждения растет по мере увеличения паровой нагрузки, а в конденсаторах с боковым отсосом воздуха переохлаждение конденсата с увеличением паровой нагрузки уменьшается. В конденсаторах старой конструкции нерегенеративного типа уменьшение паровой нагрузки неизбежно вызывает увеличение переохлаждения конденсата.

С явлением переохлаждения конденсата тесно связано насыщение его коррозионно-активными газами, в частности кислородом. Это объясняется тем, что при охлаждении конденсата ниже температуры насыщения происходит интенсивное поглощение газов из парогазовой смеси, имеющей большую концентрацию газа на поверхности раздела фаз.

Процесс абсорбции газа в жидкую фазу начинается непосредственно в процессе конденсации пара на конденсатной пленке, покрывающей трубку. Падающие с трубок капли и струйки подвергаются механическому и тепловому воздействию пара,двигающегося в межтрубном пространстве, вследствие чего происходит деаэрация жидкости. Таким образом, двигаясь в направлении конденсаторосборника, капля, попадая то на трубку, то в паровой поток, попеременно насыщается и освобождается от газов. Окончательное газосодержание капли воды зависит от параметров паровоздушной смеси, находящейся над зеркалом конденсаторосборника. При этом если равновесное давление газа в воде будет больше его парциального давления над водой, то процесс де-

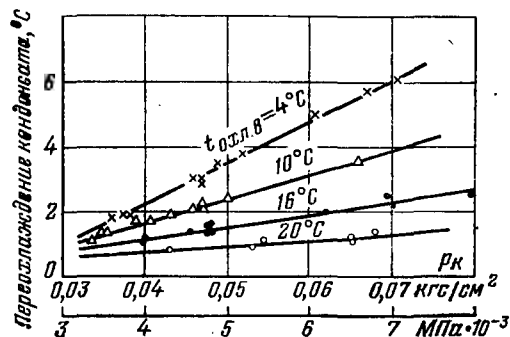


Рис. 6-20. Зависимость переохлаждения конденсата от абсолютного давления в конденсаторе и начальной температуры охлаждающей воды.

газации конденсата будет происходить и дальше. Для этого необходимо организовать эффективный отвод выделившихся газов с поверхности жидкости, а также обеспечить достаточное время пребывания конденсата в конденсаторе для возможно полного выделения газа, причем слой жидкости должен быть по возможности минимальным при значительной поверхности соприкосновения конденсата с паром. Весьма эффективным мероприятием является разбрызгивание конденсата при сливе его в конденсатосборник или слив его в виде отдельных струй.

На рис. 6-21 представлен такой конденсатосборник, разработанный ВТИ [49, 74]. Невысокий порог в месте соединения конденсатосборника с корпусом конденсатора заставляет конденсат, скапливающийся внизу, растекаться тонким слоем по всему днищу конденсатора, что облегчает выделение газов, находящихся в конденсате в мелкодисперсном состоянии. Переливаясь через порог, конденсат попадает на дырчатый лист, с которого стекает в конденсатосборник в виде струй, омываемых отработавшим паром. Такое простое устройство позволяет обеспечить достаточно качественную деаэрацию конденсата в широком диапазоне паровых нагрузок конденсатора.

Высокие требования, предъявляемые к качеству конденсата в уста-

новках высокого и сверхкритического давлений, привели к разработке дополнительных мероприятий для уменьшения кислородосодержания конденсата с целью защиты от коррозии тракта «конденсатор — деаэратор» и уменьшения выноса окислов железа в поверхности нагрева котла. К числу таких мероприятий относится применение в конденсаторах крупных блоков деаэрационных устройств, осуществляющих термическую деаэрацию воды в конденсатосборниках конденсаторов. Конструкция такого устройства, разработанного ЦКТИ, представлена на рис. 6-22.

Деаэрационное устройство конденсатора — барботажного типа. Верхний перфорированный лист закрытого парового короба имеет щели шириной 3 мм. С помощью порога в конце барботажного листа на нем поддерживается слой конденсата толщиной около 100 мм. Конденсат поступает на верхний лист конденсатосборника, а затем сливается на дырчатый лист парового короба деаэрационного устройства, к началу этого листа. Далее конденсат движется по барботажному листу, последовательно пересекая поперечно расположенные щели, и сливается в нижнюю часть конденсатосборника. Под барботажным листом при подаче пара создается паровая подушка, обеспечивающая равномерную раздачу пара по площади этого листа. При перемешивании воды и пара над листом образуется динамический пенный слой, в котором осуществляются интенсивный подогрев и дегазация конденсата. Выпар отводится в конденсатор навстречу движению конденсата. Пар на деаэрацию подается в нужном количестве из регенеративного отбора турбины.

Как показали испытания деаэрационных конденсатосборников, эффективность работы этих устройств в значительной мере зависит от расхода пара на деаэрацию. На рис. 6-23 представлен график зависимости остаточного содержания кислорода в конденсате от удельного расхода пара на деаэрацию в конденсаторах турбин К-300-240 ЛМЗ. Как видно из графика, допустимая норма кислородосодержания для установок этого типа (не выше 20 мкг/кг) поддерживается при расходах пара на барботаж в пределах 7—8 кг на тонну подогреваемого

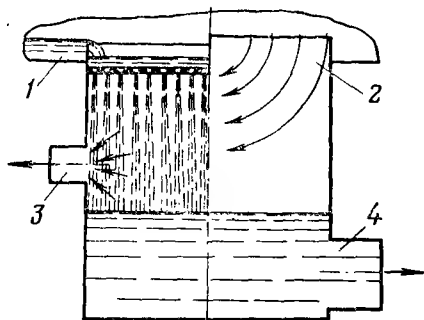


Рис. 6-21. Конденсатосборник деаэрационного типа.

1 — днище конденсатора; 2 — отработавший пар турбины — греющий пар; 3 — отсос воздуха; 4 — откачка конденсата.

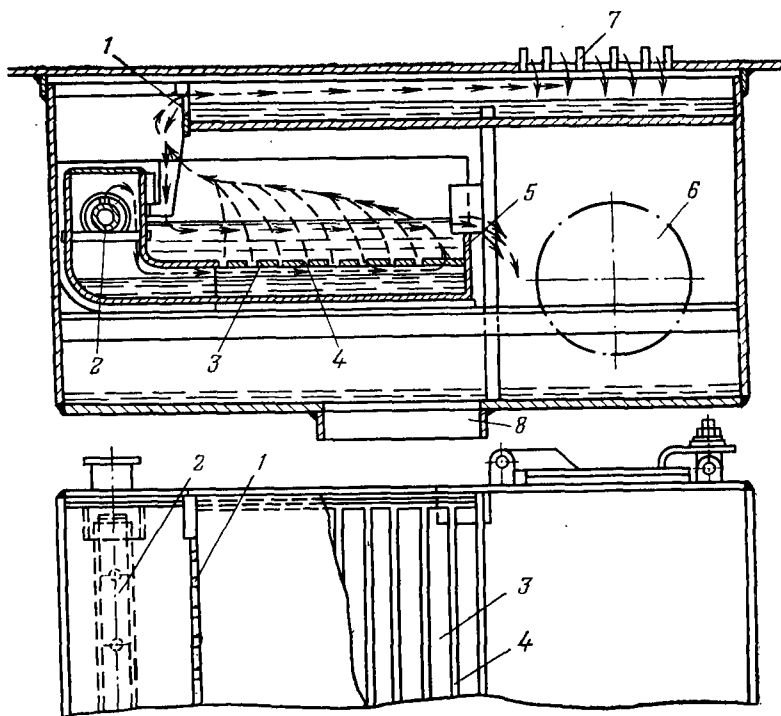


Рис. 6-22. Конденсатор с барботажной деаэрацией конденсата.

1 — распределительный водослив; 2 — подвод пара; 3 — перфорированный лист; 4 — отверстия в листе; 5 — перегородка (порог); 6 — люк; 7 — подвод конденсата и отвод выпара в конденсатор; 8 — отвод конденсата.

го конденсата. При возникновении значительного переохлаждения конденсата этот расход, естественно, увеличивается. Следует отметить, что при эксплуатации такого типа деаэрационного устройства встрети-

лись трудности, потребовавшие реконструкции их.

Применение для деаэрации конденсата высокопотенциального пара из отборов ухудшает экономичность всего агрегата, поэтому необходимо бороться за улучшение деаэрационной способности самого конденсатора с тем, чтобы при нормальных режимах работы обходиться без подачи пара в конденсатор. В этом случае деаэрационная приставка может быть включена только при значительных отклонениях от номинальных режимов работы (низкая температура воды, малые нагрузки, большие присосы воздуха), а также в начальный период эксплуатации, когда нормальная работа блока еще не налажена. Более надежно работают деаэрационные устройства струйного или пленочного типа, (как, например, показанные на рис. 6-21), использующие для своей работы отработавший пар турбины.

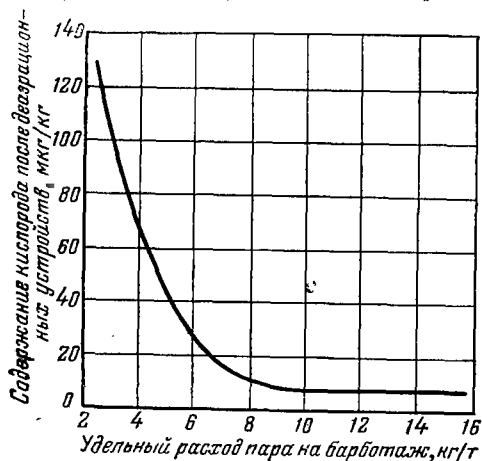


Рис. 6-23. Зависимость остаточного содержания кислорода в конденсате после деаэрационных устройств от удельного расхода пара на барботаж.

Испытания деаэрирующей способности конденсаторов показали, что основной причиной насыщения кислородом конденсата в конденсаторах регенеративного типа является механический захват воздуха струями стекающего конденсата. В связи с этим определяющее значение в конденсаторах такого типа имеет рациональное распределение потоков отработавшего пара и конденсата в паровом пространстве конденсатора. Кроме того, весьма важную роль играют также и чисто эксплуатационные факторы, такие, как расход пара в конденсатор, присосы воздуха в вакуумную систему и т. д.

Опытами показано, что если при нормальной величине присосов воздуха и исправно работающих воздухоудаляющих устройствах заметного заражения конденсата кислородом не происходит, то при больших присосах наблюдается заметное повышение кислородосодержания конденсата. Особенно недопустимо проникновение воздуха через неплотности в зону вакуумной системы, заполненной конденсатом. В этом случае даже минимальные присосы, намного меньшие нормированной величины, вызывают резкое повышение кислородосодержания конденсата. В связи с этим при нахождении мест неплотностей в вакуумной системе установки особо тщательно следует производить исследование участков, находящихся под уровнем конденсата. Источниками заражения конденсата кислородом могут быть неплотности в сварных соединениях конденсаторосборника, во фланцевых соединениях конденсаторопроводов, в сальниковых уплотнениях насосов и вакуумных задвижек, корпусах насосов, находящихся под разрежением.

Применение обычной водозапорной арматуры на конденсатных линиях, находящихся под вакуумом, не должно допускаться. На всех этих участках должны устанавливаться бессальниковые вентили и задвижки с гидравлическим уплотнением што-

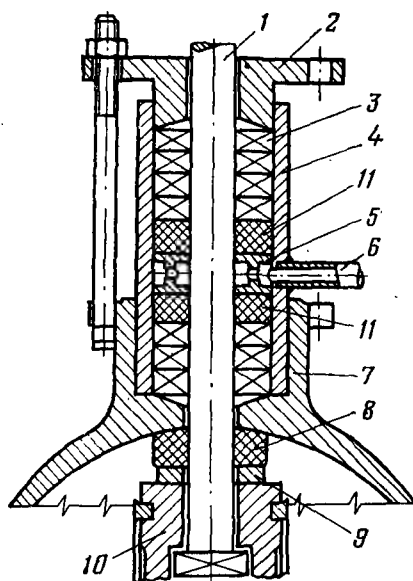


Рис. 6-24. Гидравлическое уплотнение сальника задвижки, находящейся под вакуумом.

1 — шпindel; 2 — фундамент; 3 — сальниковая набивка; 4 — удлинительный стакан; 5 — фонарь гидроуплотнения; 6 — подвод конденсата; 7 — корпус; 8 — уплотняющее резиновое кольцо; 9 — упорное кольцо; 10 — клинкет; 11 — резиновое кольцо.

ка (рис. 6-24). Вода для уплотнения в этом случае подводится от конденсатного насоса. Для задвижек с вертикальным расположением штока допускается установка ванн, охватывающих узел уплотнения штока, с постоянным подводом воды, обеспечивающим неизменный уровень конденсата в ванне.

«Заражение» основного конденсата кислородом может происходить при подводе в конденсаторосборник под уровень конденсата различных потоков, содержащих растворенный кислород (дренаж греющего пара ПНД, дренаж из холодильников эжекторов, добавочная химически очищенная вода, конденсат от уплотнений питательных насосов, конденсат от системы охлаждения электродвигателя питательного насоса и др.). Для лучшей деаэрации этих потоков и предотвращения попадания кислорода непосредственно в основной конденсат все эти линии должны быть перенесены в паровое пространство конденсатора выше макси-

мального эксплуатационного уровня конденсата. Ввод должен быть осуществлен в то место корпуса конденсатора, где имеется достаточное расстояние до крайних рядов трубок. Это предохранит охлаждающие трубки конденсатора от эрозии. Для этой же цели подводящая труба снабжается дефлектором для исключения непосредственного попадания струи конденсата на трубки с одновременным разбрызгиванием конденсата для лучшей его деаэрации.

Следует также избегать подачи в конденсатор холодных потоков воды даже при малом их кислородосодержании. Если температура добавочного конденсата значительно ниже температуры основного конденсата (например, в летнее время), то эту воду следует подогреть.

Обеспечение всех этих мероприятий позволяет существенно увеличить деаэрирующую способность собственно конденсатора.

6-7. ЗАГРЯЗНЕНИЕ КОНДЕНСАТОРОВ И СПОСОБЫ ИХ ОЧИСТКИ

Загрязнение конденсаторов с водной стороны является наиболее частой причиной ухудшения вакуума. При этом ухудшение вакуума происходит как вследствие увеличения термического сопротивления за счет загрязнения трубок, так и за счет некоторого сокращения расхода воды через конденсатор вследствие повышения гидравлического сопротивления конденсатора.

Важнейшей эксплуатационной задачей является предотвращение загрязнения конденсаторов паровых турбин, а в случае его возникновения—изыскание способов очистки конденсаторов с минимальными затратами труда и по возможности без ограничения нагрузки. Интенсивность загрязнения конденсаторов зависит в основном от качества охлаждающей воды, типа водоснабжения, времени года и условий эксплуатации системы циркуляционного водоснабжения.

По своему характеру загрязнения могут быть разбиты на три группы: а) механические; б) биологические; в) солевые.

Обычно все эти типы загрязнений не встречаются в «чистом» виде, а загрязнение конденсатора носит комбинированный характер. Однако такое разделение видов загрязнений полезно с точки зрения изыскания способов их предупреждения и ликвидации, поскольку эти вопросы для каждого вида загрязнений весьма специфичны. При этом следует учитывать, что, несмотря на комбинированный характер загрязнений конденсатора, какой-то вид загрязнений из перечисленных выше имеет преобладающее значение.

а) Механические загрязнения

Под механическими загрязнениями понимается засорение трубок и трубных досок щепой, травой, листьями, землей, песком, водорослями, ракушками, рыбой и т. д. Эти загрязнения носят явно выраженный сезонный характер и особенно усиливаются весной и осенью.

Механические загрязнения особенно опасны тем, что в отличие от остальных видов загрязнений, нарастающих постепенно, имеют возможность весьма быстро перекрыть живое сечение трубной доски и почти полностью прекратить доступ охлаждающей воды в трубки конденсатора, вызвав тем самым аварийный останов турбины. Этот результат может явиться следствием прорыва очистных сеток в период паводка или общим неудовлетворительным состоянием водоприемных сооружений. На станциях, снабжающихся морской водой, аварии такого типа наблюдаются в период штормов на море.

Эффективным способом предупреждения механических загрязнений является установка водоочистных сооружений в виде подвижных и неподвижных сеток. На чистых водоемах с небольшим расходом ох-

лаждающей воды можно устанавливать неподвижные сетки с ячейками разных размеров. Эти сетки устанавливаются в несколько рядов. В первом ряду по ходу воды устанавливаются крупноячейстые решетки, изготовленные из толстых стальных прутков. Эти решетки предохраняют водозаборное сооружение от бревен, досок и коряг. Вслед за грубыми сетками устанавливаются мелкоячейстые сетки, задерживающие более мелкие предметы. Эти решетки устанавливаются последовательно не менее двух, что позволяет их поочередно вынимать для очистки.

На электростанциях современного типа водозаборные сооружения оборудуются подвижными сетками, представляющими собой бесконечное полотно, вращаемое электродвигателем с редуктором. Сетки изготавливаются из латунной или стальной оцинкованной проволоки с величиной ячеек 3×3 — 6×6 мм. Скорости движения сетки 0,5—1 м/мин. Осевший на сетке мусор смывается струями воды из сопл. Обычно параллельно ставятся несколько сеток для возможности поочередного их ремонта. Подвижные сетки защищаются от повреждения посторонними плавающими предметами решетками с более крупными ячейками, устанавливаемыми на входе в водоприемное устройство.

Наиболее простым способом очистки трубок и трубных досок от механических загрязнений является вскрытие люков водяных камер и очистка конденсатора от загрязнений мягкими ершами и брандспойтом. Современные конденсаторы выполняются разделенными по воде на две половины. Это позволяет производить очистку конденсатора на ходу турбины по половинам при сниженной до 50—60% нагрузке. Однако ручной способ малопроизводителен и очень тяжел. На крупных установках он вообще не может быть рекомендован.

Современные методы очистки конденсаторов предусматривают от-

каз от ручного труда. С этой точки зрения определенный эффект дает промывка конденсаторов обратным током воды. Промывка обратным током воды особенно эффективна при засорении трубных досок. Для осуществления этого метода необходимо смонтировать дополнительные водоводы, соединяющие напорные и сливные водяные линии с соответствующими задвижками, как это изображено на рис. 6-25. Для промывки левой половины конденсатора задвижки 2, 4, 5 и 6 должны быть открыты, а задвижки 1 и 3 должны быть закрыты. При промывке правой половины закрываются задвижки 2 и 4, а задвижки 1, 3, 5 и 6 должны быть открыты.

Промывка конденсатора обратным током воды должна производиться при пониженной нагрузке, поскольку в этом режиме нормальная работа конденсатора может быть нарушена. Время промывки, включая все необходимые переключения, не должно превышать 20—30 мин. Величина ограничения нагрузки должна быть определена в каждом случае опытным путем по температуре выхлопного патрубка и не должна превышать 50—60°C.

6) Биологические загрязнения

Биологические загрязнения представляют собой отложения на внутренней поверхности трубок конденсатора живых простейших микроорганизмов и водорослей, называемых биологическими обрастаниями.

Биологические обрастания вызывают значительное дополнительное сопротивление теплопередаче. При наличии благоприятных температурных условий бактерии и водоросли могут размножаться, вызывая увеличение толщины обрастания. Обычно загрязнения органического происхождения состоят из нескольких видов растений и микроорганизмов с преобладанием одного какого-либо вида. Наиболее распространенным и существенным компонентом

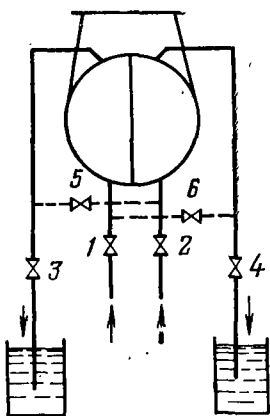


Рис. 6-25. Схема промывки конденсатора обратным током воды.

биологических загрязнений являются различные бактерии. В сильно загрязненных водах широко распространены зооглейные и нитчатые бактерии. При наличии в охлаждающей воде железа наблюдается развитие железобактерий, которые способны очень быстро размножаться. Присутствие в воде сульфатов способствует появлению серобактерий и сульфатовосстанавливающих бактерий, которые к тому же могут способствовать интенсивной коррозии трубок.

Заселение конденсаторных трубок микроорганизмами происходит постепенно и начинается с осаждения на них каких-либо механических частиц или водорослей. Установлено, что на чистой металлической поверхности латунных трубок микроорганизмы не поселяются, что может быть объяснено токсическим действием меди на микроорганизмы. Существенное влияние на интенсивность обрастания конденсаторных трубок оказывают температурные условия. Опыт эксплуатации показывает, что зимой обрастание в ряде случаев происходит более интенсивно, чем летом. Объясняется это, по-видимому, тем, что в холодное время температурные условия в конденсаторе (10—20°C) наиболее благоприятны для развития бактерий, в то время как летом температура

стенки трубок может достигать 40°C и выше. При этой температуре большинство микроорганизмов погибает.

Интенсивность обрастания трубок по ходам воды в конденсаторе также неодинакова и изменяется в зависимости от времени года. Зимой наиболее интенсивное обрастание трубок можно наблюдать в последних ходах, тогда как в жаркое время обрастание последних ходов может быть менее интенсивно, чем в первом ходе. Отметим, что наличие слизистых отложений внутри трубок способствует прилипанию к поверхности песчинок, частиц ила и других механических примесей, которые при наличии чистых труб были бы смыты током воды, проходящей через конденсатор.

Все эти обстоятельства требуют разработки эффективных мероприятий по предотвращению и устранению биологических загрязнений конденсатора. Одним из таких способов является хлорирование циркуляционной воды [16].

Хлор, растворенный в воде, оказывает на микроорганизмы токсическое действие, в результате чего жизнедеятельность бактерий оказывается подавленной. В таком состоянии они не размножаются, теряют способность удерживаться на трубках и смываются потоком воды, проходящей через трубки. Отметим, что в данном случае речь идет не о полном уничтожении микроорганизмов, а об ослаблении их жизнедеятельности, что может быть обеспечено сравнительно небольшим расходом реагента.

Практика показывает, что для достижения желаемых результатов нет необходимости в непрерывном хлорировании циркуляционной воды. Вполне удовлетворительный эффект дает периодическая подача хлора. При этом металлическая поверхность латунных трубок активируется хлором и оказывает на микроорганизмы токсическое действие в перерывах между подачами хлора.

Интервалы между периодами подачи хлора и длительность самих периодов подачи зависят от количества и видов содержащихся в воде растительных и животных организмов, от их способности поселяться и размножаться на стенках трубок, от их устойчивости к воздействию хлора.

На практике применяются самые разнообразные режимы периодического хлорирования, среди которых можно встретить интервалы между подачами хлора от 10 мин до нескольких суток, а продолжительность подачи—от 2—3 мин до нескольких часов. В большинстве случаев надлежащий режим хлорирования следует выбирать опытным путем. Дозировку хлора в период хлорирования рекомендуется поддерживать такой, чтобы в охлаждающей воде на сливе из конденсатора количество активного хлора составляло 0,2—0,3 мг/кг. В ряде случаев рекомендуется эту норму увеличить до 0,5—1 мг/кг, а иногда и до 2,0 мг/кг.

Хлорирование циркуляционной воды производится либо чистым жидким хлором, либо хлорной известью [16].

Схема хлорирования воды жидким хлором представлена на рис. 6-26. Жидкий хлор, находящийся в баллонах I, испаряется и поступает в промежуточную емкость II, откуда с помощью водоструйного эжектора 1 подается во всасывающую линию циркуляционного насо-

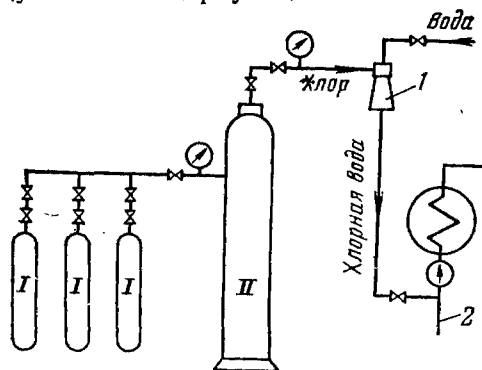


Рис. 6-26. Схема хлорирования воды жидким хлором.

са 2. Эта установка достаточно проста, однако использование чистого хлора требует тщательного соблюдения всех мер безопасности, поскольку хлор является ядовитым газом. Точно такие же меры предосторожности необходимо предпринимать при хранении и транспортировке баллонов с жидким газом.

На электростанциях небольшой и средней мощности для хлорирования охлаждающей воды может быть применена хлорная известь. По своим бактерицидным свойствам она равноценна жидкому хлору.

Применение хлорной извести при соблюдении соответствующих мер полностью исключает опасность отравления персонала, отсутствует необходимость повседневного наблюдения за появлением неплотностей и утечек хлора, упрощается транспортировка. Хлорная известь содержит 32—36% активного хлора, однако в результате воздействия света, в особенности прямых солнечных лучей, влажности и других факторов содержание активного хлора в извести нередко снижается до 20—25% и ниже. Это обстоятельство необходимо учитывать при приготовлении растворов хлорной извести и его дозировках в циркуляционную воду. Для хлорирования охлаждающей воды хлорной известью из нее предварительно должен быть приготовлен раствор соответствующей концентрации. Высококонцентрированный раствор хлорной извести, известный под названием «известкового молока», при подаче в циркуляционную систему турбины может создать условную концентрацию хлора в воде до 50—100 г/кг, в то время как обработка воды чистым хлором при обычных температурах не позволяет создавать концентрацию хлора в воде свыше 15 мг/л. Это свойство хлорной извести расширяет возможности хлораторной установки с точки зрения реализации тех или иных режимов обработки воды.

На рис. 6-27 приведена схема хлораторной установки на хлорной

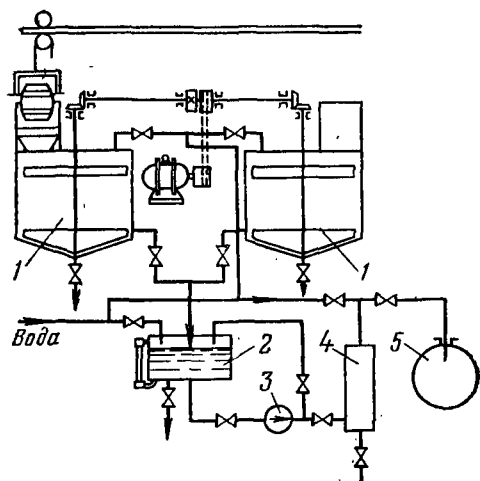


Рис. 6-27. Схема хлораторной установки.

1 — баки с мешалками; 2 — промежуточный бак; 3 — насос; 4 — фильтр; 5 — циркуляционная магистраль.

известни с подачей раствора насосом.

Для эффективного использования бактерицидных свойств хлора необходимо обеспечить хорошее перемешивание хлора или раствора хлорной известни со всей массой воды, поступающей в конденсатор. Наилучшее перемешивание может быть обеспечено при подаче хлора во всасывающий патрубок циркуляционного насоса. При наличии общего напорного циркуляционного водовода для обработки того или иного конденсатора хлор необходимо вводить в напорный трубопровод. Это усложняет установку и ухудшает процесс перемешивания хлора с водой. Для обеспечения надлежащего перемешивания при подаче хлора в напорную магистраль необходимо располагать место ввода на расстоянии 20—30 м до конденсатора.

Из других способов химической обработки воды на электростанциях необходимо отметить использование для этой цели гипохлорита натрия, пентахлорфенолята натрия и медного купороса.

Гипохлорит натрия обладает более сильными бактерицидными свойствами по сравнению с хлорной известью. Водные растворы гипохлорита натрия не дают взвесей, кроме того, могут сохраняться бо-

лее длительное время, чем раствор хлорной известни. На электростанциях это соединение может производиться путем электролиза раствора поваренной соли. К преимуществам пентахлорфенолята натрия следует отнести хорошую растворимость его в воде, неагрессивность к металлам, а также стабильность раствора, поскольку он, воздействуя на микроорганизмы, не реагирует с большинством органических и неорганических веществ, содержащихся в воде.

Медный купорос также относится к числу реагентов, обладающих токсическими свойствами по отношению к микроорганизмам. Его дозировка в циркуляционной воде должна составлять около 0,1—0,3 мг/кг. Однако имеются указания на то, что медный купорос является сильным ядом для рыб, обитающих в реках и станционных водоемах, вследствие чего необходимо тщательно следить за концентрацией медного купороса в сбрасываемых водах.

Это положение является общим для всех способов химической обработки охлаждающей воды, поскольку неосторожное использование токсичных реагентов может служить причиной массовой гибели рыбы, особенно в системах с оборотным водоснабжением (пруды-охладители).

Что касается циркуляционных систем с градирнями и брызгальными бассейнами, то здесь концентрация химических веществ, применяемых для борьбы с микроорганизмами, может быть существенно повышена, если это, естественно, оправдывается экономически.

Особым преимуществом химической очистки трубок от биологических отложений является то, что этот метод не требует ограничения нагрузки агрегата и может производиться на ходу турбины. Этим же свойством обладает и широко применяющийся в последнее время у нас и за рубежом способ механической непрерывной очистки трубок резиновыми шариками. Идея этого метода заключается в том, чтобы обеспечить непрерывную циркуляцию через трубную систему определенного количества резиновых шариков, которые, касаясь внутренних стенок конденсаторных трубок, счищали бы приставшую к поверхности слизь [37, 38].

Принципиальная схема такой установки представлена на рис. 6-28. Резиновые шарики, первоначально загружаемые через загрузочную камеру 4, струйным насосом 3 вводятся в напорную ли-

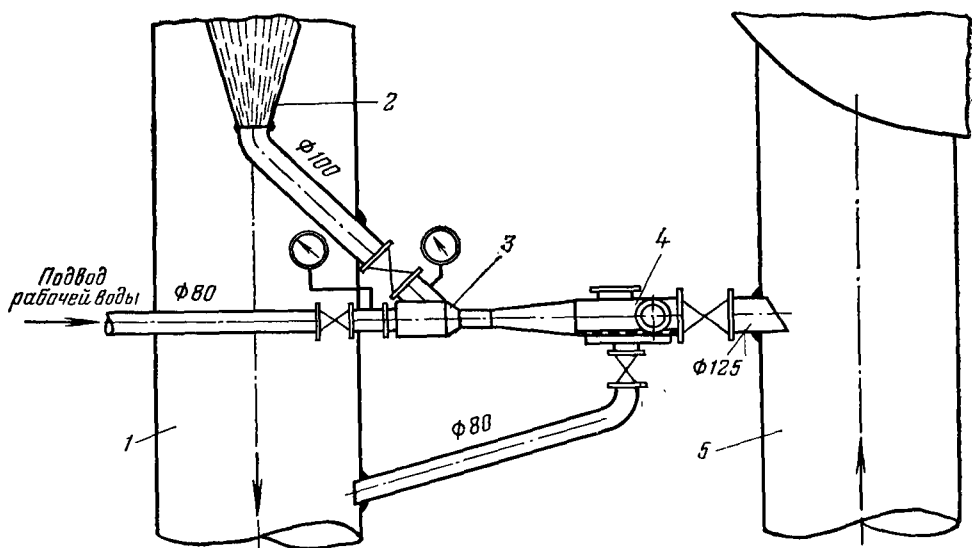


Рис. 6-28. Принципиальная схема установки непрерывной очистки конденсатора турбины резиновыми шариками.

нию конденсатора 5. Увлекаемые потоком циркуляционной воды, шарики проходят по трубкам конденсатора, очищая их от отложений, и попадают в сливные трубопроводы конденсатора 1. В сливных трубопроводах устанавливаются конусные сетки 2, улавливающие шарики и направляющие их во всасывающую магистраль струйного насоса. После длительной эксплуатации изношенные шарики по специальному трубопроводу сбрасываются в циркуляционный канал.

Для работы установки применяются шарики с диаметром на 1—2 мм меньше, чем внутренний диаметр трубок, и удельным весом в пределах 0,9—1,2 г/см³. В потоке циркуляционной воды они находятся практически во взвешенном состоянии, что обеспечивает довольно равномерное их распределение по трубам. Количество шариков должно составлять примерно 10—20% числа очищаемых трубок. При такой загрузке каждая трубка конденсатора будет обрабатываться 1 раз в 1—2 мин. Для наблюдения за циркуляцией шариков имеется специальный иллюминатор в загрузоч-

ной камере. Работу установки можно считать удовлетворительной, если через иллюминатор наблюдается циркуляция не менее четырех-пяти шариков в секунду. Шарики, износившиеся на 4—5 мм на диаметр, заменяются новыми.

Для обеспечения эффективной работы установки конденсаторные трубки предварительно должны быть тщательно очищены от всех видов загрязнений, поскольку подача шариков в сильно загрязненный конденсатор может вызвать закупорку трубок шариками. Это же явление может возникнуть при заметных отклонениях в сторону уменьшения внутренних диаметров конденсаторных труб, в том числе и за счет местного смятия стенки трубки. Поэтому при пуске установки в ход рекомендуется все трубки проверить калибром, имеющим диаметр на 0,5 мм меньше внутреннего диаметра трубок. Трубки, через которые калибр не проходит, должны быть заменены. Калибровку необходимо производить после чистки конденсатора.

Хорошо отлаженные установки могут работать много месяцев без

всякого вмешательства обслуживающего персонала. Установки могут работать непрерывно или включаться периодически. При небольшой интенсивности образования отложений очистка может производиться в течение 4—8 ч в сутки.

Для повышения эффективности очистки в зарубежной практике применяются шарики с абразивными включениями и шарики из губчатой резины. Последние имеют диаметр на 1—2 мм больше, чем внутренний диаметр трубок. При входе в трубку шарик сжимается и проходит трубку, касаясь стенок всем своим периметром. Очистка конденсатора при этом становится более эффективной, но зато увеличивается опасность застревания шариков в трубках.

Из других способов очистки конденсатора на ходу турбины, применяющихся за рубежом, следует отметить гидравлический способ, заключающийся в том, что трубки поочередно промываются сильной струей воды, вытекающей из сопла. Сопло с помощью простого программирующего устройства автоматически перемещается внутри водяной камеры конденсатора, обеспечивая качественную промывку всех трубок. Однако этот способ достаточно сложен и может применяться только в одноходовых и двухходовых конденсаторах. В последнем случае установка располагается в поворотной камере.

В случаях, когда ни хлорирование охлаждающей воды, ни шариковая очистка трубок по каким-либо причинам не могут быть применены, в качестве временной меры может быть использована очистка трубок от органических обрастаний с помощью термической сушки. Термическая сушка основана на том, что подавляющее большинство микроорганизмов, оседающих на трубках конденсатора, при температурах 40—60°C погибает и в воздушной среде высыхает. Такой температуры легко добиться, искусственно ухудшив вакуум в конденсаторе на непродолжительное время. Эта операция легко выполнима и не представляет никакой опасности для турбоагрегата. Однако в на-

стоящее время предпочтение отдается «сухой» термической обработке. Этот способ заключается в том, что одна из половин конденсатора опоражнивается от циркуляционной воды. Температура отработавшего пара несколько повышается и поддерживается в допустимых пределах путем снижения нагрузки на турбоагрегат. За счет тепла отработавшего пара отложения подсыхают, растрескиваются и отслаиваются от поверхности трубок. Отвод влаги происходит естественным путем через открытые люки водяных камер или принудительно, путем продувки воздуха через трубную систему. Сухие отслоившиеся отложения обычно удаляются водой при быстром заполнении системы из напорного циркуляционного водовода.

Скорость сушки может быть существенно увеличена при продувке трубок горячим воздухом с температурой порядка 60—70°C. Подогрев воздуха, поступающего в конденсатор, может осуществляться в электрокалорифере. Циркуляция воздуха достигается открытием верхнего или нижнего люка конденсатора (в зависимости от того, по какому из трубопроводов — сливному или напорному — производится подача воздуха). Одна из возможных схем подачи горячего воздуха в конденсатор представлена на рис. 6-29. Следует обратить внимание на то, что во время сушки турбина работает на ухудшенном вакууме с потерей экономичности и ограничением мощности. В отдельных случаях в результате появления добавочных термических напряжений в трубках могут образоваться трещины, нарушиться плотность вальцовочных соединений. Поэтому, как на это указывалось выше, термическая сушка должна рассматриваться как временная и крайняя мера.

На остановленной машине трубки конденсатора от биологических загрязнений могут очищаться вруч-

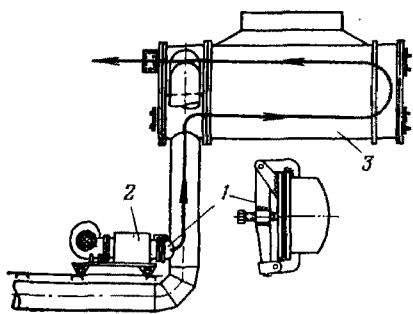


Рис. 6-29. Схема сушки трубок конденсатора подогретым воздухом.

1 — люк; 2 — воздуходувка с электрическим подогревателем; 3 — конденсатор.

ную мягкими ершами или путем промывки трубок из брандспойта водой с песком или золой. Существует, кроме того, способ очистки трубной системы продувкой трубок воздухом с песком и водой.

в) Солевые загрязнения конденсаторов

Под солевым загрязнением конденсаторов понимаются отложения на внутренней поверхности конденсаторных трубок накипи, создающей большое термическое сопротивление теплопередаче. Выпадение накипи происходит при охлаждении конденсаторов минерализованной водой, содержащей соли временной жесткости. Часть этих солей, находящихся в воде в растворенном состоянии, в определенных условиях распадается с образованием накипи на стенках трубок и водяных камер конденсаторов [16]. Такие условия обычно создаются в оборотных системах водоснабжения, где за счет испарения и уноса воды, а также подпитки системы водой, содержащей соли, солесодержание циркуляционной воды растет, и при достижении предельного значения карбонатной жесткости начинается распад бикарбонатов с отложением солей. Растворимость в воде бикарбонатов зависит от температуры воды и наличия в ней определенного количества

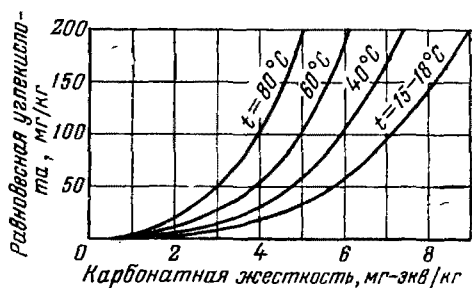
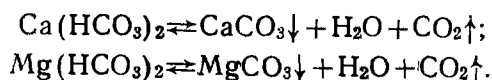


Рис. 6-30. Зависимость между карбонатной жесткостью воды и содержанием в ней свободной углекислоты.

свободной углекислоты (рис. 6-30). При повышении температуры или уменьшении содержания в воде CO_2 происходит распад бикарбонатов с выпадением солей кальция и магния в виде осадка:



В схемах замкнутого водоснабжения создаются особо благоприятные условия для выпадения накипи, поскольку этому способствует температурный режим таких систем. Повышение температуры воды не только уменьшает возможную концентрацию солей временной жесткости, но и снижает растворимость в воде углекислоты (рис. 6-31), что в свою очередь способствует образованию накипи.

Вода, проходящая в системах оборотного водоснабжения через градирни и брызгальные бассейны, разбивается в них с целью увеличения поверхности соприкосновения с воздухом на большое число мелких струй и капель. Это также способствует потере содержащейся в воде свободной углекислоты. В результате в оборотных системах водоснабжения соли начинают выпадать уже при сравнительно невысокой карбонатной жесткости воды порядка 2—4,5 мг-экв/кг, причем наряду с конденсаторными трубками заносу подвергаются сопла брызгальных бассейнов, решетки и желоба градирен и т. д.

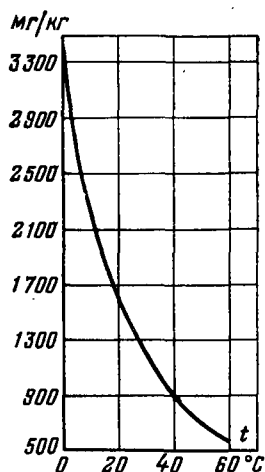


Рис. 6-31. Растворимость углекислоты в воде в зависимости от температуры.

Необходимо подчеркнуть, что при этих условиях происходит распад лишь той части бикарбонатов, которая превышает предельную концентрацию этих соединений, определяемых совокупностью всех факторов, влияющих на ее величину. Распад бикарбонатов уменьшает концентрацию солей временной жесткости и насыщает раствор углекислотой, что приводит к образованию нового равновесного состояния. Это равновесное состояние при увеличении температуры воды, повышении солесодержания или потере свободной углекислоты может вновь нарушиться, что приведет к выпадению дополнительного количества карбонатов в виде твердого осадка.

Учитывая, что накипь чрезвычайно плотно соединяется с металлом труб и очистка занесенного накипью конденсатора весьма затруднительна, необходимо особое внимание уделять профилактике солевых загрязнений.

Одним из способов поддержания безнакипного режима работы системы оборотного водоснабжения является понижение концентрации солей в системе путем продувки бассейна. Величина продувки зависит от величины потерь на испарение и с капельным уносом, а также от жестко-

сти добавочной воды и предельной карбонатной жесткости при данных условиях. Опыт эксплуатации показывает, что при сравнительно небольшой временной жесткости подпиточной воды и при достаточно большой продувке вполне возможно достижение безнакипного режима работы системы [16]. Весьма важным фактором, определяющим эффективность продувки, с точки зрения уменьшения накипеобразования является наличие в добавочной воде свободной углекислоты. Полное предотвращение выпадения накипи за счет продувки может быть достигнуто лишь в том случае, если в добавочной воде содержится достаточно большое количество свободной углекислоты сверх того, которое соответствует временной жесткости добавочной воды.

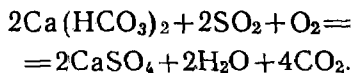
В тех случаях, когда временная жесткость добавочной воды больше, чем предельная жесткость основной циркуляционной воды в условиях бассейна, продувка может привести лишь к усилению накипеобразования и потому применяться не должна. В подобных случаях, наоборот, необходимо по возможности сокращать потери на унос и утечки.

Применение рационального режима продувок в ряде случаев может сочетаться с химической обработкой воды в замкнутой системе.

На ряде станций малой мощности, имеющих обратную систему водоснабжения, находит применение обработка циркуляционной воды дымовыми газами с целью обогащения воды углекислотой. В этом случае растворимость бикарбонатов в циркуляционной воде увеличивается, и выпадения накипи на трубах конденсатора не происходит, несмотря на значительную карбонатную жесткость охлаждающей воды. Этот метод называется рекарбонизацией циркуляционной воды.

Поскольку применение чистой углекислоты в баллонах оказывается экономически нецелесообразным, для обогащения воды углекислотой

используют дымовые газы энергетических котлов, содержащие значительное количество свободной углекислоты. Если при этом дымовые газы содержат в своем составе серу, то при обработке воды такими газами будет происходить нейтрализация бикарбонатов сернистым газом по схеме



Для обработки циркуляционной воды достаточно использовать лишь небольшую часть дымовых газов. При этом необходимо обеспечить качественную очистку газов от летучей золы и хороший контакт газов с обрабатываемой водой. Проблема очистки газов решается постановкой газоочистителей. Что касается обработки воды дымовыми газами, то для этой цели разработан ряд схем, использующих различные способы введения газов в охлаждающую воду.

Одна из схем предусматривает для обеспечения контакта воды с дымовыми газами использование скруббера, в который специальным насосом подается часть циркуляционной воды. Недостатком этого метода является сравнительно большой расход электрической энергии при подаче воды в скруббер, особенно при значительной карбонатной жесткости воды. Кроме того, обогащение воды углекислотой в скруббере может производиться в ограниченных пределах, определяемых долей циркуляционной воды, прокачиваемой через установку.

Более выгодными в этом отношении считаются схемы, когда газы под избыточным давлением подаются в приточный канал или приемный колодец циркуляционных насосов и барботируют через слой воды. В этом случае практически весь объем воды обрабатывается газами, что позволяет обеспечить содержание свободной углекислоты в охлаждающей воде в любых количествах, определяемых карбонатной жесткостью воды.

Подача газа в барботажное устройство в схемах осуществляется вентилятором или водоструйным эжектором. При использовании водоструйного эжектора эффективность обогащения циркуляционной воды углекислотой значительно выше, чем в схемах с вентилятором, поскольку в самом эжекторе рабочая вода насыщается углекислотой почти до предела, отвечающего условиям растворимости при данных условиях.

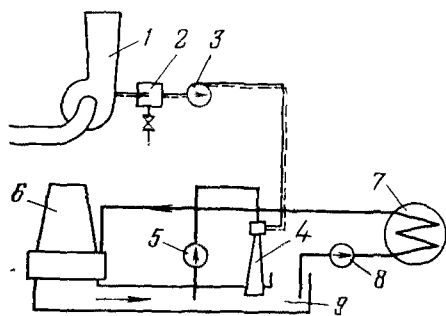


Рис. 6-32. Схема рекарбонизации циркуляционной воды уходящими газами котла.

1 — дымосос; 2 — золотодельитель; 3 — вентилятор; 4 — эжектор; 5 — насос; 6 — градирня; 7 — конденсатор; 8 — циркуляционный насос; 9 — подводящий канал.

Остальная же часть подсосываемых эжектором газов образует с рабочей водой водогазовую эмульсию, растворимость которой в основной циркуляционной воде также высока. Вместе с тем, поскольку коэффициент инжекции водоструйного аппарата сравнительно невысок, расход электроэнергии на насос для подачи нужного количества рабочей воды к эжектору может оказаться весьма существенным, особенно при большом сопротивлении газопровода от дымососа до эжектора.

Поэтому наиболее рациональной считается схема с последовательным соединением вентилятора и водяного эжектора, как это показано на рис. 6-32. В этой схеме преодоление всех сопротивлений газопроводов от дымососа до эжектора осуществляется вентилятором, у которого к. л. д. значительно выше, чем у водоструйного аппарата. При работе вентилятора, обеспечивающего давление дымовых газов перед эжектором несколько выше 0,098 МПа (1 кгс/см²), затрата мощности на подачу рабочей воды к эжектору будет сравнительно небольшой.

При использовании дымовых газов для рекарбонизации воды необходимо обеспечивать тщательную очистку газов от летучей золы. Появление в циркуляционной воде золы может привести к осаждению ее в различных местах циркуляционной системы, где скорости воды невелики. Кроме того, отложения золы в резервуарах брызгальных бассейнов и градирен, в водопроводящих каналах и приемных колодцах циркуляционных насосов могут вывести из строя циркуляционную систему и создать на станции аварийную обстановку. При малых расходах воды в конденсаторе, следовательно, и при малых ее скоростях, существует опасность загрязнения и трубок самого конденсатора.

Очистка дымовых газов, отбираемых после дымососа для обработки охлаждаю-

шей воды, может производиться сухим или мокрым способом в центробежных циклонах и скрубберах.

Другим способом борьбы с отложением в конденсаторе солей является обработка охлаждающей воды фосфатами. Этот метод основан на способности этих соединений при очень малых их концентрациях в воде удерживать от распада бикарбонаты даже при величине карбонатной жесткости воды выше предельной. Он может быть применен в системах с градирнями и брызгальными бассейнами.

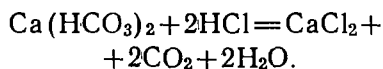
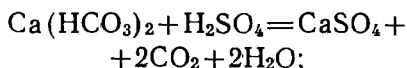
В качестве реагентов для фосфатной обработки охлаждающей воды применяются гексаметафосфат натрия (NaPO_3)₆, сульфосфат кальция $\text{Ca}(\text{H}_2\text{PO}_4)_2$ и тринатрийфосфат $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$. По данным ряда научно-исследовательских институтов и лабораторий эффективность всех трех реагентов примерно одинакова. Для получения необходимого эффекта следует обеспечить надлежащую дозировку применяемого реагента с таким расчетом, чтобы концентрация фосфатов в охлаждающей воде поддерживалась в пределах 1,0—2,5 мг/кг в пересчете на P_2O_5 . Помимо использования готовых реагентов, можно применить для фосфатирования воды продувку котельного агрегата, поскольку при обработке котловой воды фосфатами значительная концентрация этих веществ содержится в продувочной воде.

В заключение отметим, что фосфатирование циркуляционной воды в соответствующих условиях не только предотвращает выпадение новой накипи, но и способствует постепенному размягчению и удалению старой, ранее отложившейся накипи.

Одним из способов борьбы с накипобразованием в системах оборотного водоснабжения является обработка воды кислотой. Для этой цели чаще всего применяется серная кислота как более дешевая и менее дефицитная. Вполне пригодна также и соляная кислота. Этот метод мо-

жет быть применен в системах с градирнями или брызгательными бассейнами.

При обработке воды серной или соляной кислотой бикарбонаты кальция (или магния) превращаются в хорошо растворимые в воде сульфаты или хлориды, благодаря чему карбонатная жесткость воды соответственно уменьшается. Эти реакции, сопровождаемые выделением свободной углекислоты, следующие:



Таким образом, поскольку при обработке кислотой происходит уменьшение карбонатной жесткости воды, ее потребность в углекислоте для стабилизации оставшейся в растворе части бикарбонатов уменьшается. Свободная углекислота, выделяющаяся при обработке воды кислотой, способствует удержанию в растворе оставшейся части бикарбонатов. Благодаря этому при подкислении воды отпадает необходимость в полном удалении бикарбонатов из циркуляционной воды, и для предотвращения накипобразования достаточно ограничиться снижением ее карбонатной жесткости настолько, чтобы оставшаяся соответствовала имеющемуся в воде количеству свободной углекислоты.

При подкислении охлаждающей воды рекомендуется поддерживать в системе определенный избыток карбонатной жесткости в пределах 1,5—2,0 мг-экв/кг для предотвращения агрессивного действия на металлоконструкции и бетон обработанной кислотой воды. Это также предохранит систему от коррозии при случайных неточностях в дозировке реагента.

На рис. 6-33 представлена одна из возможных схем для подкисления охлаждающей воды. Эксплуатация установок для обработки охлаждающей воды кислотами должна осу-

трических станций, работающих на сильно-минерализованной воде, дают обнадеживающие результаты, хотя широкого распространения этот метод еще не получил.

Аналогичное положение складывается и с ультразвуковой обработкой воды. Этот метод заключается в том, что в водяной камере конденсатора устанавливаются магнитострикционные преобразователи, генерирующие ультразвуковые колебания. Исследования показали, что возникающие в воде явления типа кавитационных, разрушительным образом действуют на живые микроорганизмы и водоросли, а также в известных условиях могут предотвращать накипобразование на трубках теплообменников. Основная проблема применения ультразвука для предотвращения накипобразования в конденсаторах заключается в отыскании оптимального расположения излучателей ультразвука, их количества, акустической мощности и режима работы. Промышленные испытания некоторых установок пока не дали положительных результатов [40].

Следует, однако, отметить, что, несмотря на то, что безреагентные методы требуют определенных затрат электроэнергии и в их реализации имеются трудности, еще не преодоленные до сих пор, исследования в этой области продолжаются, поскольку эти методы обработки воды имеют целый ряд преимуществ по сравнению с общепринятыми.

Опыт эксплуатации станций, работающих на минерализованной воде, показывает, что изыскание способов эффективной очистки конденсаторов является задачей первостепенной важности.

В современных крупных установках единственным способом очистки конденсатора следует считать химический способ. Он основан на способности кислот растворять карбонатную накипь, отлагающуюся на внутренней поверхности трубок. Очистка производится только на остановленной машине. В качестве растворителя обычно применяется 2—5%-ный раствор соляной кислоты.

Для уменьшения коррозии металла при использовании соляной кислоты в раствор добавляют замедлители коррозии (ингибиторы): уротропин, формалин, фурфурол, а также замедлители марок БП-5, БП-6 и БП-7 в количестве 1—2 г на каждый литр раствора.

Однако применение вышеуказанных ингибиторов защищает от кор-

розии лишь стальные поверхности конденсатора, вызывая в то же время коррозию материала трубок. Исследования, проведенные в лаборатории Донецкого отделения ОРГРЭС, показали, что скорость коррозии латунных трубок в ингибированной кислоте значительно выше, чем в растворе химически чистой соляной кислоты. Такое явление объясняется наличием в растворе ингибированной соляной кислоты ионов трехвалентного железа, являющихся окислителем меди. В лаборатории было опробовано действие тиосульфата натрия в качестве восстановителя для железа и установлено, что добавка в моющий раствор этого соединения в десятки раз снижает скорость коррозии латуни.

Второй проблемой, возникающей при кислотной промывке, является борьба с пенообразованием в трубках. В результате реакции соляной кислоты с карбонатами происходит интенсивное выделение углекислоты, приводящее к обильному пенообразованию. Образующаяся в моющем растворе пена препятствует контакту кислоты с отложениями в верхней части трубок. Это требует механической доочистки трубок, что вряд ли может быть рекомендовано, или более длительного пребывания кислоты в промывочном контуре, что увеличивает опасность коррозии и удлиняет срок промывки.

В последнее время в качестве пеногасителя используется сложное вещество «водный конденсат», состоящее из низкомолекулярных кислот: муравьиной, уксусной и пр. с примесью альдегидов и кетонов. «Водный конденсат» является отходом производства синтетических жирных кислот, что определяет его низкую стоимость и недефицитность. На базе этого соединения предложено новое вещество для растворения карбонатной накипи, состоящее из ингибированной соляной кислоты (50—80%), тиосульфата натрия (5—12%) и «водного конденсата» (10—30%) [54, 64].

Промывка конденсаторов этой композицией приводит к полному растворению карбонатных отложений при минимальных потерях металла конденсаторных трубок. Отмечено также, что добавка в моющий состав «водного конденсата» не только способствует пеногашению, но и замедляет скорость коррозии латунных трубок.

Схема установки для химической очистки трубок конденсатора от накипи представлена на рис. 6-34.

Моющий раствор в процессе промывки циркулирует по замкнутому контуру: промежуточный бак — насос 3 — первый — второй ход конденсатора — промежуточный бак. Установка монтируется на общей раме и при необходимости транспортируется мостовым краном к нужному конденсатору, где подключается системой трубопроводов к конденсатору и вспомогательным линиям. Сброс промывочных растворов осуществляется в специальную емкость, в которой производится нейтрализация этих растворов. К водяным камерам конденсатора привариваются штуцера для присоединения трубопроводов 6 подачи и отвода промывочных растворов, ввода моющих растворов 8. В период нормальной эксплуатации на эти штуцера устанавливаются заглушки. Подача реагентов производится либо в заднюю водяную камеру (между первым и вторым ходом воды), либо непосредственно в промежуточный бак. Напорные и сбросные циркуляционные водоводы на время промывки отключаются заглушками.

В процессе отмывки производится периодический контроль на входе и на выходе из конденсатора содержания в растворе ионов трехвалентного железа и кислотосодержания. По первому показателю корректируется подача в раствор тиосульфата натрия, по второму ведется контроль интенсивности промывки. Слишком медленное уменьшение кислотности моющего раствора

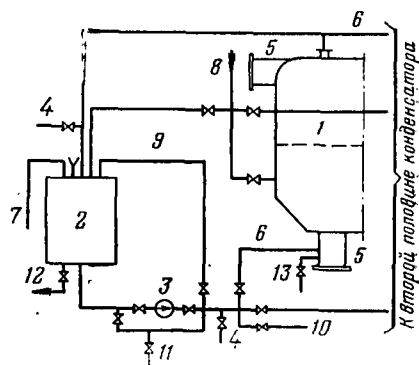


Рис. 6-34. Схема установки для химической очистки трубок конденсатора от накипи.

1 — конденсатор; 2 — промежуточный бак; 3 — промывочный насос; 4 — пробоборники; 5 — заглушки; 6 — контур циркуляции кислотного раствора; 7 — линия отвода газов; 8 — линия подачи моющего раствора; 9 — линия рециркуляции; 10 — линия сброса моющего раствора; 11 — линия подачи технической воды; 12 — линия аварийного опорожнения бака; 13 — дренаж.

в процессе промывки указывает на недостаток пеногасящих веществ.

Циркуляцию раствора производят до тех пор, пока концентрация кислоты в промывочном растворе на выходе из контура промывки не перестанет падать и установится на уровне примерно 1—1,5%. После окончания промывки прекращают подачу реагентов и производят интенсивную водную отмывку водой всех полостей, подвергавшихся воздействию кислоты, по разомкнутому контуру с подачей технической воды к всасывающему патрубку насоса и сбросом воды после контура в бак или в циркуляционный водовод (если кислотность отсутствует). Отмывка водой длится до тех пор, пока сбрасываемая вода полностью не осветлится и кислотность в ней будет отсутствовать.

В заключение отметим, что интенсивность химической промывки конденсатора в значительной мере зависит от скорости прохождения моющего раствора через трубки, вследствие чего на время промывки в водяных камерах конденсатора рекомендуется устанавливать временные перегородки с целью увеличить на время промывки число ходов

Причины ухудшения вакуума	Признаки	Способ устранения
Уменьшение расхода охлаждающей воды: а) вследствие засорения трубных досок конденсатора б) вследствие наличия подпора на сливной линии конденсатора в) вследствие срыва сифона или уменьшения разрежения в сифоне г) вследствие понижения уровня воды в приемных колодцах береговой насосной; вследствие засорения всасывающих патрубков циркуляционного насоса д) вследствие износа рабочих колес, засорения каналов колес и направляющих аппаратов, подсоса воздуха через уплотнения вала циркуляционных насосов е) вследствие наличия большого сопротивления на напорной линии конденсатора	а) Увеличение Δt. Увеличение давления воды перед конденсатором. Увеличение гидравлического сопротивления конденсатора б) Увеличение Δt. Увеличение давления воды перед конденсатором. Уменьшение гидравлического сопротивления конденсатора. Увеличение давления охлаждающей воды в сливных трубах конденсатора в) Увеличение Δt. Увеличение давления воды перед конденсатором. Уменьшение разрежения на линии слива воды из конденсатора. Уменьшение гидравлического сопротивления конденсатора г) Увеличение Δt. Увеличение разрежения во всасывающей линии циркуляционных насосов. Уменьшение давления в напорной линии циркуляционной системы. Уменьшение гидравлического сопротивления конденсатора. Увеличение разрежения в сифоне д) Увеличение Δt. Уменьшение давления в напорной магистрали. Уменьшение разрежения на всасывающей линии циркуляционного насоса. Уменьшение гидравлического сопротивления конденсатора. Увеличение разрежения в сифоне е) Увеличение Δt. Уменьшение давления в напорной линии перед конденсатором. Уменьшение гидравлического сопротивления конденсатора. Увеличение разрежения в сифоне	а) Снизить нагрузку и произвести очистку трубных досок вручную или обратным ходом воды б) Проверить положение задвижек на сливной линии. Открыть полностью задвижки на сливных трубах конденсатора. Проверить состояние сопла брызгательного бассейна (в системах охлаждения с брызгальными бассейнами) в) Включить устройство для отсоса воздуха из верхних точек сливных труб. Восстановить сифон г) Проверить величину перепада уровней воды в приемных сетках береговой насосной. Очистить сетки. Проверить работу вращающихся сеток. Включить резервный циркуляционный насос и очистить сетки всасывающей линии работавшего насоса д) Включить резервный циркуляционный насос. Остановить и отремонтировать работавший насос е) Проверить положение задвижек на напорной линии. Полностью открыть задвижки на напорной линии
Загрязнение охлаждающей поверхности конденсатора	Увеличение δt . Некоторое увеличение гидравлического сопротивления конденсатора. Состояние воздушной плотности вакуумной системы нормальное	Определить характер загрязнений и произвести чистку трубок конденсатора
Увеличение присосов воздуха в вакуумную систему	Увеличение δt . Увеличение переохлаждения конденсата. Проверка состояния воздушной плотности свидетельствует об увеличении присосов воздуха. Увеличение содержания кислорода в конденсате	Определить места присосов и устранить обнаруженные неплотности

Причины ухудшения вакуума	Признаки	Способ устранения
Ухудшение работы воздухоудаляющих устройств	Увеличение δt . Увеличение содержания кислорода в конденсате. Проверка состояния воздушной плотности не свидетельствует об увеличении присосов воздуха	У пароструйных эжекторов: проверить давление пара перед соплами и восстановить давление до нормального; проверить условия охлаждения паровоздушной смеси в холодильниках; при недостатке охлаждающей воды увеличить рециркуляцию конденсата; при засорении холодильников произвести чистку трубной системы, при затоплении холодильников конденсатом проверить и прочистить дренажные линии, поврежденные трубки холодильников заглушить или заменить; отревизовать сопла: при засорении прочистить, изношенные сопла заменить. У водоструйных эжекторов: проверить давление воды перед соплами и восстановить давление до нормального; при неисправности насоса рабочей воды отревизовать насос; проверить состояние сопл и диффузоров; при загрязнении прочистить, при износе заменить

конденсатора и повысить тем самым скорость прохождения раствора через трубный пучок.

6-8. ПРИЧИНЫ УХУДШЕНИЯ ВАКУУМА

Хорошо поставленный периодический контроль за работой конденсационной установки позволяет практически безошибочно определять причины ухудшения вакуума и находить правильные решения по их устранению.

Ухудшение вакуума в нормально работающем турбоагрегате происходит, как правило, достаточно медленно, что позволяет тщательно проанализировать показания приборов и даже произвести необходимые анализы и дополнительные испытания. Исключения составляют случаи быстрого, катастрофического падения вакуума, следствием чего может быть аварийный останов турбоагре-

гата. В этом случае на распознавание причин этого явления отводится мало времени и предотвращение аварийного отключения агрегата зависит целиком от опыта и оперативности эксплуатационного персонала.

Аварийное падение вакуума может быть вызвано следующими причинами:

а) прекращением или резким сокращением подачи циркуляционной воды;

б) отключением или выходом из строя конденсатного насоса;

в) отключением или отказом в работе воздухоудаляющих средств;

г) появлением крупного источника присоса воздуха в вакуумную систему турбоагрегата.

При возникновении аварийной ситуации, вызванной резким падением вакуума, необходимо быстро разгрузить турбину, после чего приступить к определению и устране-

нию причин, вызвавших это явление. При выходе из строя того или иного агрегата необходимо быстро включить резервное оборудование, если оно не включается автоматически. В случае падения вакуума по причинам, указанным в пп. «в» и «г», следует включить пусковой эжектор.

Определение причин медленного ухудшения вакуума на сравнительно небольшую величину производит-

ся путем анализа эксплуатационных данных и сравнения их с результатами эталонных испытаний. Для этого, помимо приборов, указанных в § 6-1, полезно установить дифференциальный манометр, измеряющий непосредственно гидравлическое сопротивление конденсатора.

Общие признаки и вероятные причины ухудшения вакуума в конденсаторе приводятся в табл. 6-2.

Глава седьмая

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБИННОГО ЦЕХА

7-1. ПИТАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

а) Общие положения

Из всех элементов вспомогательного оборудования питательные насосы являются наиболее сложными и ответственными агрегатами [56, 57]. У крупных блочных установок питательный агрегат по своему месту и назначению может быть отнесен к основному тепломеханическому оборудованию энергоблока.

Неуклонный рост единичных мощностей энергоблоков и началь-

ных параметров паросилового цикла привел к значительному увеличению установленных мощностей питательных насосов и доли расхода мощности блока на их привод (табл. 7-1). В связи с этим наряду с вопросами надежности работы питательных насосов немаловажное значение приобретают вопросы экономичной работы этих агрегатов.

Поскольку важнейшим условием экономичной работы питательных насосов является целесообразное регулирование производительности, в современных установках получило

Таблица 7-1

Наименование	Мощность блока, МВт					
	100	150	200	300	500	800
Состав группы питательных насосов	2Э (1 рабочий + 1 резервный)	2Э (1 рабочий + 1 резервный)	3Э (2 рабочих + 1 резервный)	1Т+1Э (1 рабочий + 1 пускорезервный)	2Т + 2Э (2 рабочих + 2 пускорезервных)	2Т + 2Э (2 рабочих + 2 пускорезервных)
Суммарная установленная мощность группы питательных насосов, кВт	$\frac{2 \times 1500}{3000}$	$\frac{2 \times 4200}{8400}$	$\frac{3 \times 3300}{9900}$	1Т—12 000 1Э—8000 20 000	2Т—2×11 500 2Э—2×8000 39 000	2Т—2×18 000 2Э—2×8000 52 000
Доля расхода мощности блока на рабочие питательные насосы, %	1,5	2,8	3,3	4,0	4,6	4,5

Примечание. Э—электронасосы, Т—турбонасосы.

распространение регулирование расхода воды путем изменения числа оборотов взамен регулирования производительности задвижкой на выходе, как это имело место в установках малой и средней мощности. С этой целью на питательных насосах с электрическим приводом устанавливаются гидромуфты, а в турбопитательных насосах изменение числа оборотов обеспечивается первичным двигателем — турбиной.

В энергетике СССР для установок мощностью до 200 МВт включительно в качестве привода к питательным насосам применяется электрический двигатель, который прост и удобен в эксплуатации, а при мощности менее 6000 кВт дешевле и экономичнее, чем турбина аналогичной мощности.

С переходом на сверхкритические начальные параметры пара возникла необходимость в применении быстроходных насосов с частотой вращения порядка 4500—6000 об/мин. Увеличение частоты вращения центробежных насосов сокращает число ступеней и диаметры рабочих колес при данном напоре, что в свою очередь уменьшает габариты и весовые характеристики насоса. В таких условиях турбопривод имеет несомненные преимущества перед электроприводом питательных насосов.

Эти преимущества в основном сводятся к следующему:

а) переход на повышенную частоту вращения насоса осуществляется без применения редукторной передачи, причем повышение частоты увеличивает экономичность самой приводной турбины и снижает ее стоимость;

б) изменение производительности насоса осуществляется наиболее экономичным способом за счет изменения частоты вращения первичного двигателя, без применения гидромуфт;

в) исключаются проблемы, связанные с созданием и эксплуатацией мощных электродвигателей, поскольку приводная турбина может быть изготовлена на любую мощность, необходимую для привода насосного агрегата 100%-ной производительности;

г) увеличивается располагаемая мощность станции за счет уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды.

На крупных энергоблоках в качестве приводных турбин для питательных насосов применяются как конденсационные турбины, так и турбины с противодавлением. Конденсационные турбины снабжаются паром из отбора основного турбоагрегата,

причем этот пар в дальнейшем в основную турбину не поступает, что уменьшает выходную потерю энергетической турбины и тем самым увеличивает ее экономичность. Кроме того, конденсационный турбопривод позволяет в принципе отказаться от применения пускового электронасоса, поскольку при наличии постороннего источника пара питательный турбонасос конденсационного типа может быть запущен в работу до пуска основной энергетической турбины. Однако это удорожает приводную турбину и усложняет ее эксплуатацию, поскольку приводной агрегат должен иметь свою конденсационную установку. С этой точки зрения определенные преимущества имеет противодавленческая турбина, отработавший пар которой поступает в один из нижних отборов основной турбины.

В зарубежной практике получили некоторое распространение схемы с расположением питательного насоса на валу основной энергетической турбины.

Применение быстроходных питательных насосов потребовало резкого увеличения величины подпора для обеспечения бескавитационного режима работы первой ступени насоса. Этот подпор не может быть достигнут подъемом деаэратора на необходимую высоту, вследствие чего возникает необходимость в установке сравнительно низкооборотных бустерных насосов, обеспечивающих необходимый подпор на всасывании основных питательных насосов. Давление бустерных насосов составляет величину порядка 1,96—5,88 МПа (20—60 кгс/см²), причем привод их может осуществляться как от электромотора, так и от вала основного питательного насоса через понижающий редуктор.

б) Конструктивные особенности питательных насосов

Современные питательные насосы выполняются многоступенчатыми с числом ступеней, зависящим от числа оборотов, диаметра ступеней и напора, создаваемого насосом. Выпускаемые нашей промышленностью питательные насосы имеют секционную либо двухкорпусную конструкцию.

Насосы секционного типа собираются из отдельных секций, состоящих из одного рабочего колеса и его направляющего аппарата. Крайние секции имеют всасывающий и нагнетательный патрубки. Каждая секция центрируется относительно другой с помощью центрирующих буртов. Соединение секций осуществляется стяжными болтами. Примером насоса такого типа может служить питательный насос ПЭ-250-180 (рис. 7-1), имеющий напор 1975 м. вод. ст. при расходе 250 м³/ч.

Насосы этого типа обладают хорошими весовыми характеристиками и менее трудоемки в изготовлении. Однако при больших напорах возникает опасность нарушения плотности соединения секций, вследствие чего в отечественной практике для давлений свыше 14,7 МПа (150 кгс/см²) самое широкое распространение нашли насосы двухкорпусного типа.

Представленный на рис. 7-2 двухкорпусный насосный агрегат СВПТ-340-1000 с напором 3520 м вод. ст. и расходом 1150 м³/ч может служить примером конструктивного исполнения крупного питательного турбонасоса. Насос имеет привод от турбины ОР-12П (рис. 7-3) и работает в зависимости от нагрузки в диапазоне изменения частоты вращения от 4500 до 6000 об/мин. Конструкцией насоса предусмотрен отбор питательной воды после первой ступени в количестве 100 т/ч при давлении около 6,87 МПа (70 кгс/см²) для впрыска в промежуточный перегреватель котла. Необходимый подпор на входе в насос создается группой одноступенчатых бустерных электронасосов. Смазка узлов агрегата осуществляется от масляной системы главной турбины.

Двухкорпусные насосы уступают секционным в весовых и габаритных показателях, но обладают более высокой эксплуатационной надежностью и удобством сборки. При вскрытии двухкорпусного насоса не требуется отсоединения всасываю-

щего и напорного трубопроводов и не нарушается центровка насосного агрегата. При двухкорпусной конструкции создаются более благоприятные условия для равномерного теплового расширения корпуса насоса.

Рассмотрим конструкцию и принцип работы важнейших узлов насоса: разгрузочного диска (гидропаты) и концевых уплотнений.

Осевое усилие в современных питательных насосах направлено в сторону всасывания и составляет величину порядка нескольких тонн. Разгрузка осевого усилия в питательных насосах осуществляется с помощью гидропаты (рис. 7-4). Основным элементом этого устройства является разгрузочный диск, укрепленный на валу насоса со стороны нагнетания. С левой стороны диска между подушкой пяты и диском образована камера, находящаяся почти под полным давлением питательного насоса. Вода в эту камеру подается по валу насоса через зазор между втулкой пяты и ступицей разгрузочного диска. Камера с правой стороны разгрузочного диска соединена с всасывающей линией насоса.

Разность давлений по обе стороны разгрузочного диска создает силу, уравновешивающую осевое усилие. Зазор между разгрузочным диском и подушкой пяты устанавливается в пределах 0,15—0,20 мм и зависит от величины осевого усилия насоса. При увеличении осевого усилия ротор насоса смещается в сторону всасывающего патрубка и зазор между разгрузочным диском и подушкой пяты уменьшается. Это приводит к уменьшению утечки через пяту, увеличению давления перед разгрузочным диском и появлению дополнительного усилия, действующего на пяту в сторону нагнетательного патрубка. При уменьшении осевого усилия насоса зазор в гидропате увеличивается и уравновешивающая сила соответствующим образом уменьшается.

Таким образом, за счет саморегулирования зазора между разгрузочным диском и подушкой пяты осевое усилие насоса полностью уравновешивается во всем диапазоне изменения режимов работы насоса. Недостатком разгрузочного устройства такого типа является ухудшение к. п. д. насоса за счет утечки через гидравлическую пяту. Величина этой утечки достигает 1,5—2,5% производительности насоса.

Весьма ответственными узлами насосного агрегата являются концевые уплотнения в местах выхода вала из корпуса насоса. Выбор конструкции применяемых уплотнений зависит от давления, создаваемого насосом, и периферийной скорости на валу.

Простейшим элементом уплотнения является набивочный сальник. Применение

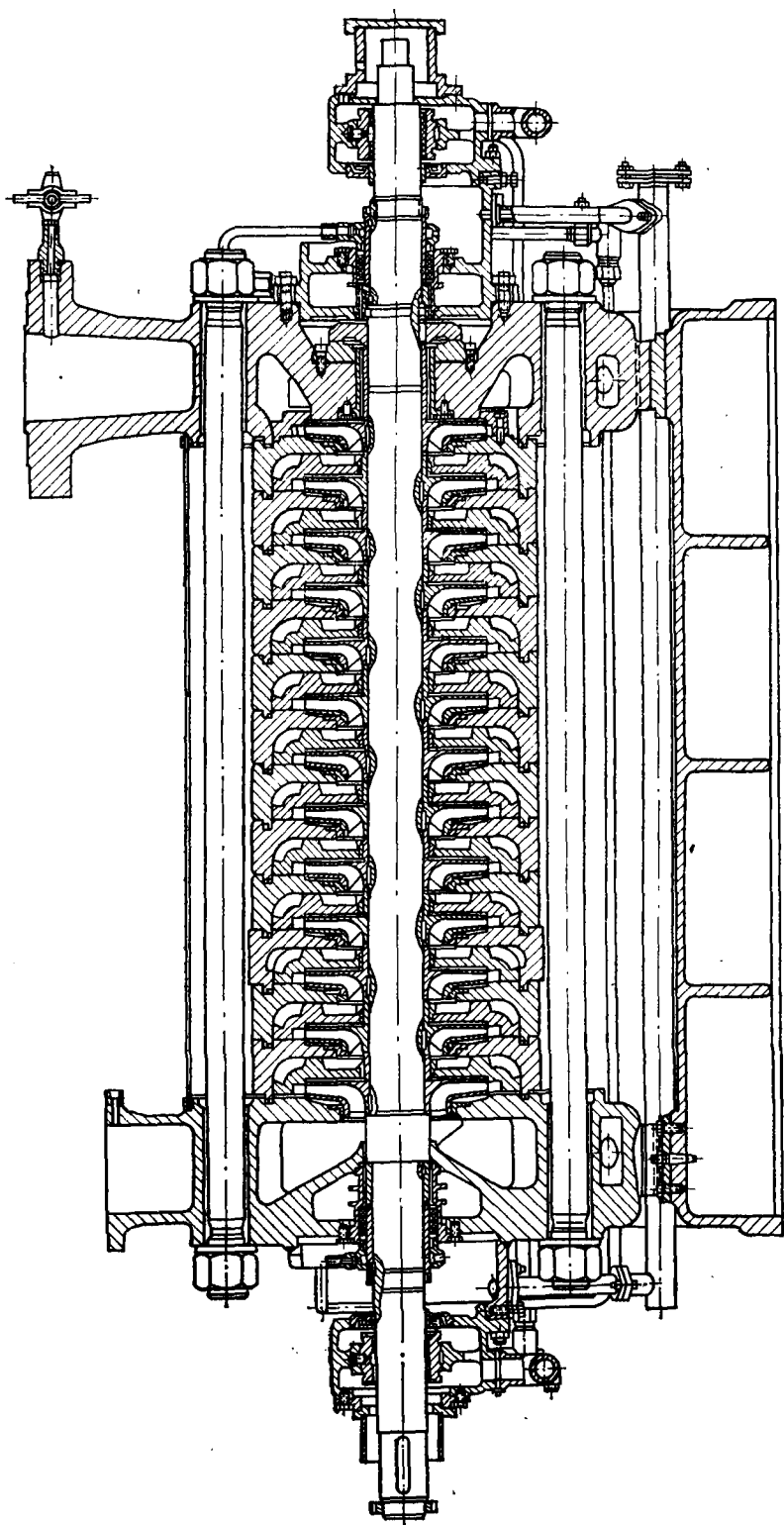


Рис. 7-1. Питательный насос ПЭ-250-180.

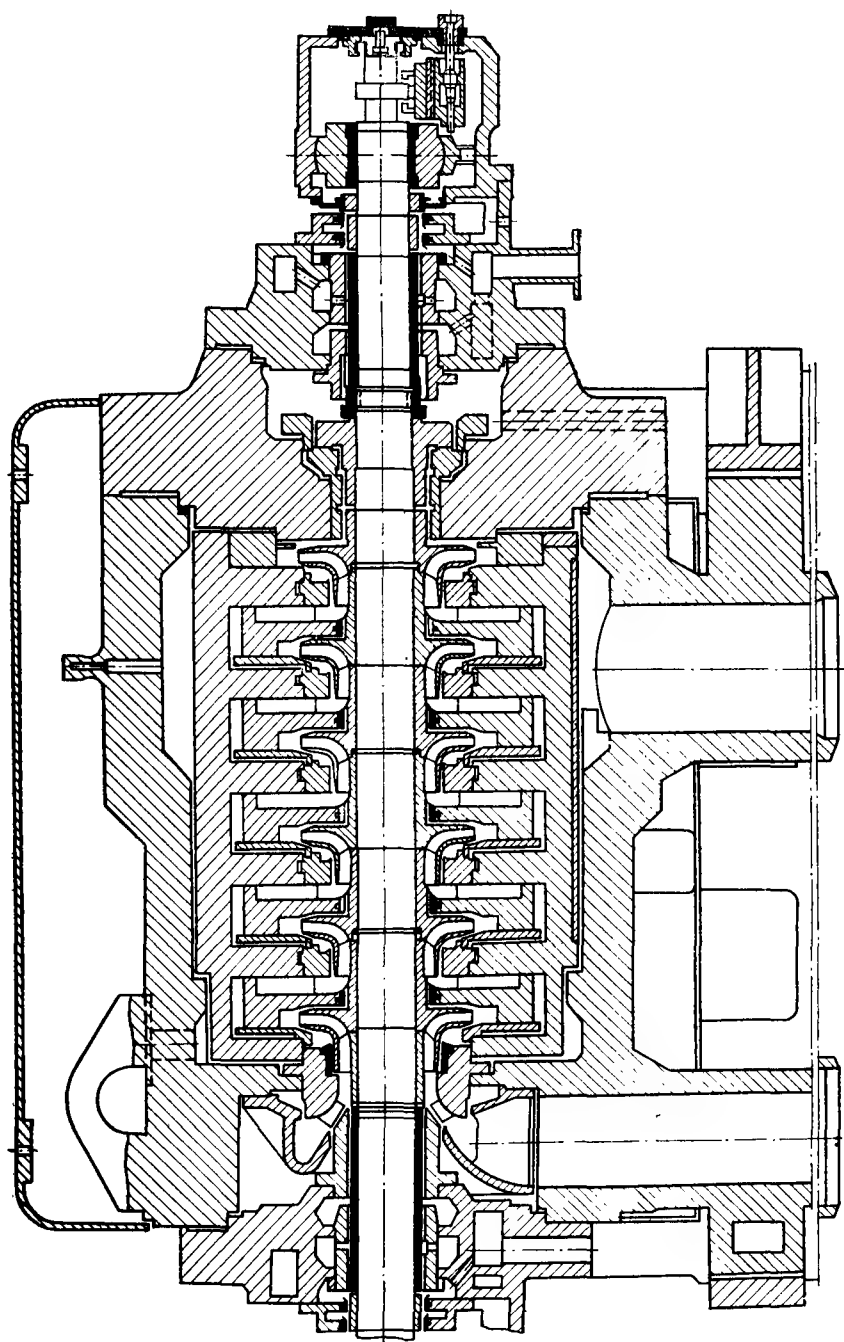


Рис 7-2. Питательный турбонасос СВПТ-340-1000.

2770

1960

Линия пола

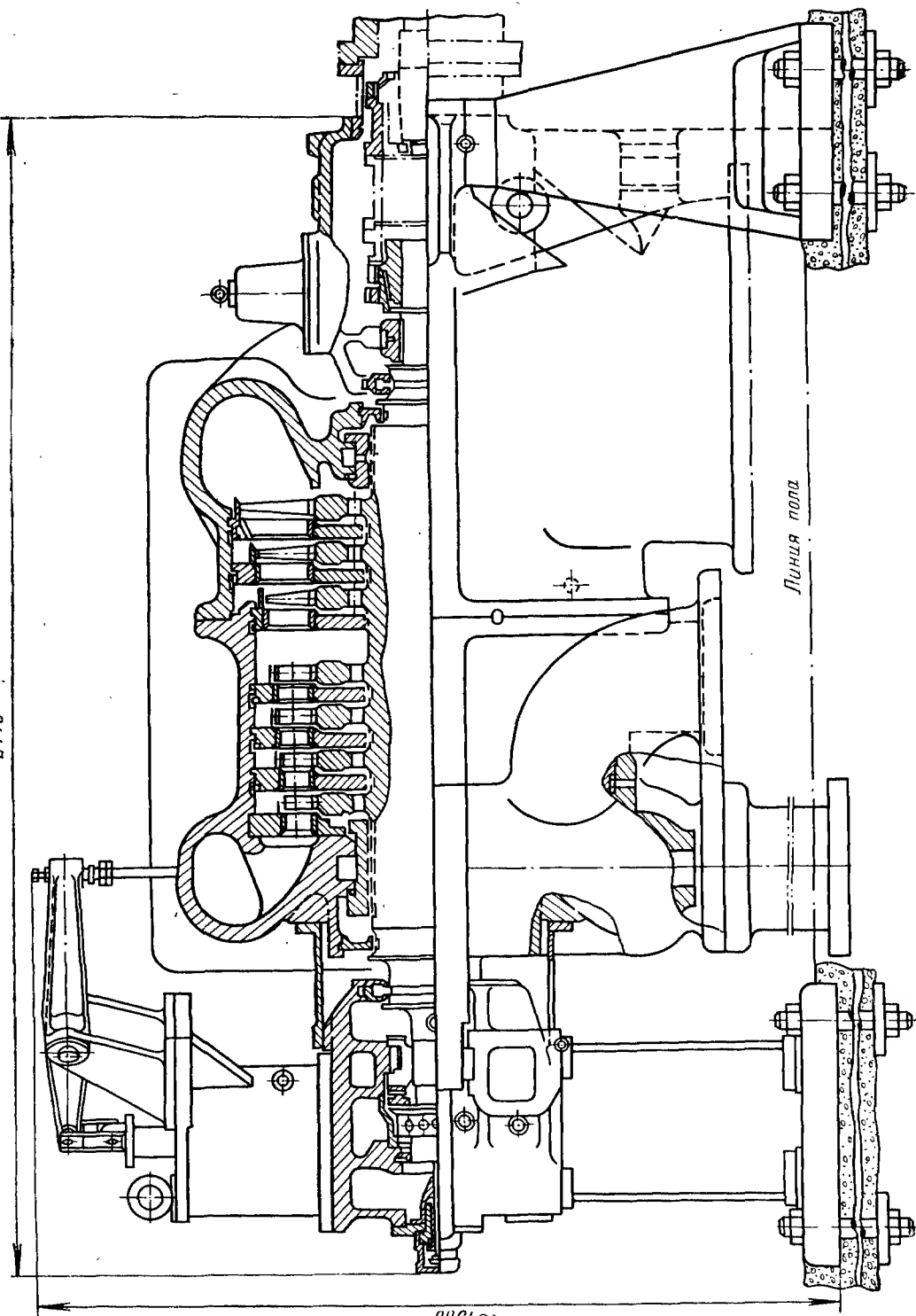


Рис. 266 Главная глубина ОР-12П.

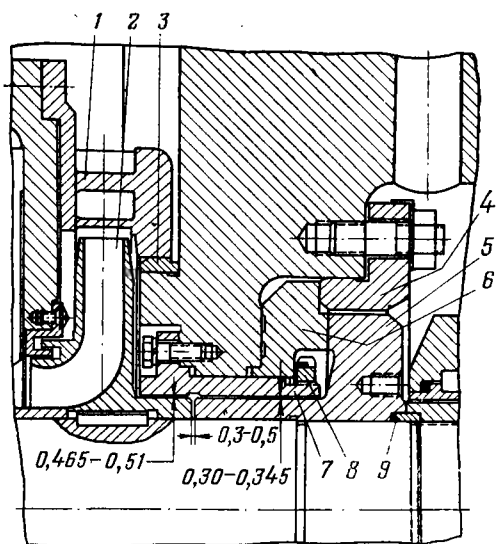


Рис. 7-4. Конструкция гидропята питательного насоса.

1 — направляющий аппарат последней ступени; 2 — рабочее колесо; 3 — защитное кольцо; 4 — прижимное кольцо; 5 — разгрузочный диск; 6 — подушка пяты; 7 — втулка; 8 — гайка; 9 — кольцо из теплостойкой резины.

его, однако, ограничено давлением и периферийной скоростью вала. Набивочные сальники для окружных скоростей вала свыше 25 м/с используются только при установке особых охлаждающих устройств.

При более высоких скоростях и давлениях устанавливаются уплотнения с плавающими кольцами. Этот тип уплотнения обеспечивает надежную работу насоса до скорости в месте скольжения 40 м/с и отличается большой долговечностью. Уплотнение с плавающими кольцами может следовать за небольшими осевыми смещениями рабочего колеса. С его помощью воспринимаются более высокие давления, чем это возможно в уплотнениях с сальниковой набивкой.

Для насосов с большими периферийными скоростями вала и высоким давлением воды применяются щелевые (бесконтактные) уплотнения. Принцип действия этого уплотнения основан на организации разгрузочного от давления воды участка с отводом утечек и подводом охлаждающего конденсата.

Концевые уплотнения щелевого типа нашли широкое распространение в мощных питательных насосах, поскольку они требуют меньшего ухода при эксплуатации, чем уплотнения с мягкой сальниковой набивкой, отличаются большой долговечностью и наиболее приемлемы при автоматизации работы насосного агрегата. Существенным недостатком является то обстоятельство, что при работе происходит по-

стоянная утечка питательной воды, однако при правильной конструкции и соответствующем исполнении уплотнения эти утечки могут быть сведены к минимуму. Можно также отметить, что при таком уплотнении вала потери энергии на жидкостное трение не превышают потерь в набивочном сальнике, если не считать потерь энергии, связанных с утечкой питательной воды.

Для надежной работы щелевых уплотнений давление подводимого уплотняющего конденсата должно быть выше примерно на 0,049—0,098 МПа (0,5—1,0 кгс/см²) давления в запираемой полости. Подвод холодного конденсата для уплотнений производится от напорной линии конденсатных насосов. Для регулирования давления уплотняющего конденсата на подводящей линии устанавливается клапан регулирующий «после себя». Щелевые уплотнения чувствительны к попаданию твердых частиц. Поэтому на подводящей линии конденсата должны быть установлены фильтры.

Принципиальные схемы щелевого и сальникового уплотнений даются на рис. 7-5.

Все питательные насосы должны иметь на напорной линии обратный клапан и устройство для рециркуляции воды при малых подачах насоса.

Обратный клапан предохраняет насос от появления обратного тока воды при его аварийном останове, а также при нахождении насоса в резерве с открытой задвижкой на выдаче.

Устройство рециркуляции обеспечивает надежную работу насоса при малых подачах питательной воды. Если при нормальных оборотах насоса не обеспечивать какого-то минимального протока воды через насос, то вода в насосе быстро нагреется, температура ее достигнет температуры насыщения при данном давлении и в насосе будет происходить парообразование. В эксплуатации это явление называется «запариванием» насоса.

Особую опасность парообразования в насосе представляет для работы гидравлической пяты. При наличии в камере гидропята пароводяной смеси несущая способность разгрузочного диска резко уменьшается, при этом диск вследствие сжатия паровоздушной смеси может

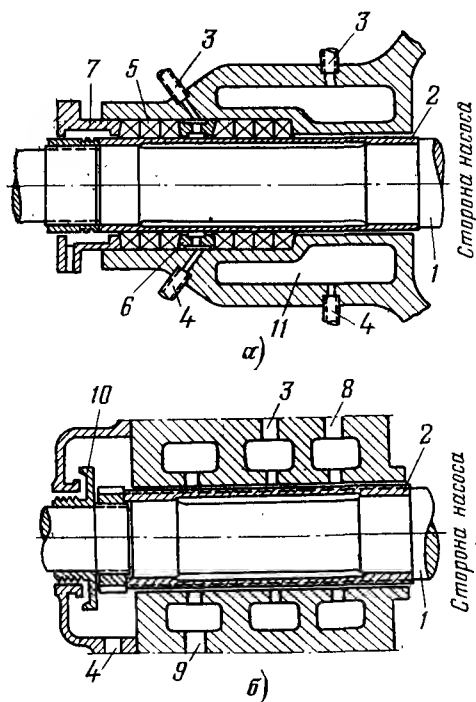


Рис. 7-5. Устройство концевых уплотнений насосов.

а — с мягкой набивкой; б — щелевое; 1 — вал; 2 — рубашка вала; 3 — подвод холодного конденсата; 4 — отвод протечки в бак низких точек; 5 — кольца сальниковой набивки; 6 — кольцо гидравлического уплотнения (фонарь); 7 — нажимная бруска сальника; 8 — отвод протечки в деаэрактор; 9 — отвод протечки в конденсатор через гидрозатвор; 10 — отражательный диск; 11 — камера охлаждения.

сместиться в сторону всасывания на недопустимую величину, что приведет к появлению металлического трения диска о подпятник. Такой режим приводит к быстрому износу разгрузочного диска. В наиболее тяжелых случаях диск может быть сорван с вала насоса, а рабочие колеса повреждены при задевании о направляющие аппараты. Следует при этом отметить, что вода, поступающая в гидропату, при дросселировании через узкую щель дополнительно нагревается и парообразование в камере разгрузочного устройства может начаться раньше, чем в самом насосе. При малых подачах температура воды в камере гидравлической паты может на $10-15^{\circ}\text{C}$

превышать температуру воды на выдате насоса.

Автоматическое включение рециркуляции позволяет исключить эти режимы, причем пропускная способность линии и клапана рециркуляции должна составлять около 25—30% номинальной производительности насоса.

В качестве импульса для автоматического открытия клапана рециркуляции может быть использовано:

- а) снижение перепада давлений на измерительной диафрагме;
- б) снижение величины силы тока, потребляемого двигателем;
- в) увеличение нагрева воды в насосе.

Линия рециркуляции должна также включаться при закрытии обратного клапана на нагнетательной линии, что обеспечивается замыканием электрических блок-контактов на наружных рычагах обратного клапана. Линия рециркуляции должна быть присоединена к напорной магистрали насоса до обратного клапана. Сброс воды через клапан рециркуляции производится в деаэрактор.

в) Система маслоснабжения и охлаждения питательных агрегатов

За исключением маломощных питательных насосов, имеющих кольцевую смазку подшипников, все современные питательные агрегаты имеют систему принудительной смазки, так как требуют значительного количества масла для смазки подшипников, зубчатых муфт, редукторов и наполнения гидромуфты. Для насосов с турбинным приводом необходимо также обеспечить подачу масла в систему смазки и регулирования приводной турбины.

Системы маслоснабжения крупных питательных агрегатов могут быть подразделены на две группы: системы централизованного и индивидуального маслоснабжения.

Системы индивидуального маслоснабжения включают в себя маслобак, рабочие и пускорезервные маслонасосы, маслоохладители, фильтры, арматуру и маслопроводы. Рабочий маслонасос в этих системах располагается на валу электродвигателя и вступает в работу только после разворота агрегата. В момент пуска масло на подшипники подается пускорезервным маслонасосом.

В системе смазки насоса и электродвигателя используется турбинное масло марки 22. Принципиальная схема маслоснабжения насосного агрегата с гидромuftой представлена на рис. 7-6.

Установки с турбонасосами имеют систему централизованной смазки от общей маслосистемы турбогенератора. Такая система смазки питательного агрегата оказывается более простой и надежной. Однако в питательных агрегатах с турбоприводом, помимо масла низкого давления, используемого в системе смазки, необходимо иметь масло высокого давления для схемы регулирования приводной турбины. Для этой цели агрегат имеет свою маслосистему, состоящую из главного масляного насоса-регулятора, установленного на валу турбины, пускового маслонасоса, масляного бака, перепускного клапана, арматуры и маслопроводов.

Масло к насосу-регулятору поступает от масляной системы основной турбины.

Схема маслоснабжения такого агрегата была представлена на рис. 5-3.

Для охлаждения узлов насосного агрегата используются вода технического водопровода и холодный конденсат. На маслоохладители, воздухоохладители двигателя, охлаждение мягких сальников подается вода из циркуляционной магистрали.

Охлаждение ротора и статора электродвигателей пускорезервных насосов энергоблоков мощностью

300 МВт и выше осуществляется холодным конденсатом от напорной магистрали конденсатных насосов или насосами баков запасного конденсата. Отвод конденсата после охлаждения электродвигателя производится в конденсатор. Холодный конденсат подается также и на концевые уплотнения насосов щелевого типа.

На линии подвода конденсата устанавливаются параллельно два фильтра для очистки воды от твердых фракций. Один фильтр рабочий, другой — резервный. Для поддержания необходимого давления подвдимого конденсата после фильтров устанавливается клапан, регулирующий давление «после себя». На линиях подвода конденсата для охлаждения электродвигателей должен устанавливаться предохранительный клапан.

г) Система защиты и блокировки питательных агрегатов

Современный питательный агрегат имеет весьма развитую систему защиты, блокировок, сигнализации и контроля. Это позволяет обеспечивать безопасность работы питательного агрегата и бесперебойную подачу питательной воды в котел.

Наиболее сложную систему защит имеют питательные агрегаты блоков сверхкритического давления. В качестве примера в табл. 7-2 приводятся перечень и характеристики защит электро- и турбопитательных насосов.

Помимо защит, предусмотренных ТУ, на ряде агрегатов установлены защиты:

а) от повышения температуры подшипников насоса — действует на отключение ПЭН и ПТН;

б) от повышения разности температур в перепускной трубе гидروطы и на всасе — действует на отключение ПЭН и ПТН;

в) при закрытии обратного клапана — действует на отключение ПЭН и ПТН.

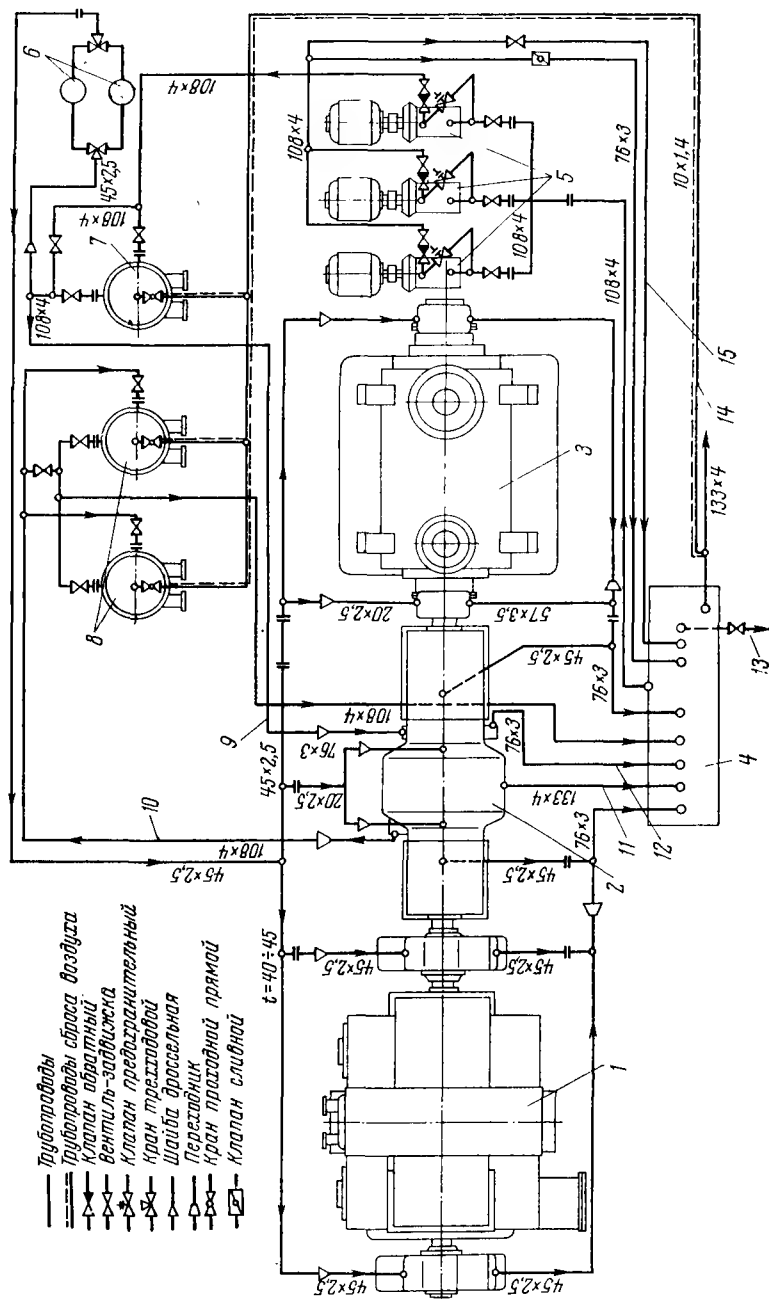


Рис. 7-6. Принципиальная схема маслоснабжения насосного агрегата с гидромуртой.

1 — электродвигатель; 2 — гидромур; 3 — масляный бак; 4 — насос; 5 — масляный бак; 6 — фильтр; 7 — маслоохладитель подшипников; 8 — маслоохладитель гидромур; 9 — заполнение гидромур; 10 — отвод от черпака; 11 — слив из корпуса гидромур; 12 — слив из золотника гидромур; 13 — слив отстоя из бака; 14 — сброс паров масла в атмосферу; 15 — байпасная линия для работы с промежуточным валом.

Таблица 7-2

Наименование защиты	Уставка		Действие защиты	Примечание
	по параметру	по времени		
От понижения давления масла в системе смазки	0,049 МПа (0,5 кгс/см ²) (изб.)	3 с	Останов ПЭН Останов ПТН	Одновременно отключается валоповоротное устройство и подается запрет на его включение
От осевого сдвига ротора насоса в сторону всасывающего патрубка	1,1 мм	0	Останов ПЭН Останов ПТН	—
От падения давления воды на всасе насоса	1,375 МПа (14 кгс/см ²)	20 с	Останов ПЭН Останов ПТН	—
От повышения давления воды за насосом	41,2 МПа (420 кгс/см ²)	0	Останов ПТН	—
От понижения давления воды за насосом	21,6 МПа (220 кгс/см ²)	0	Останов ПЭН Останов ПТН	При развороте ПЭН защита действует с выдержкой до 20 с
От уменьшения расхода воды на охлаждение статора электродвигателя	3,5 т/ч	3 мин	Останов ПЭН	—
От уменьшения расхода воды на охлаждение ротора электродвигателя	30 т/ч	3 мин	Останов ПЭН	—
От падения давления масла к гидромуфте электронасоса	0,0884 МПа (0,9 кгс/см ²) (изб.)	0	Останов ПЭН	

Защита, указанная в п. «б», предохраняет гидропату от повреждения при увеличении температуры воды в камере разгрузочного устройства. В электронасосах типов ПЭ-500-180, ПЭ-430-200, ПЭ-430-180 и др. защита действует при повышении давления в камере гидропаты до определенного предела.

Помимо защит собственно насоса отключение агрегата вызывают защиты приводной турбины:

а) от превышения числа оборотов;

б) от осевого сдвига ротора турбины;

в) от понижения давления в системе смазки;

г) от повышения давления в системе регулирования;

д) от нарушения масляного клина в упорном подшипнике;

е) от повышения давления на выходе турбины.

Насосы с электроприводом могут также отключаться защитами электродвигателя: а) максимальной токовой; б) дифференциальной.

Первая из этих защит действует при перегрузке электродвигателя по току, вторая — при внутренних повреждениях обмоток статора.

При срабатывании любой из защит питательного турбонасоса выполняются следующие операции:

закрывается стопорный клапан приводной турбины и после закрытия обратного клапана на выдаче насоса:

подается импульс на открытие клапана рециркуляции;

подается импульс на отключение бустерных насосов;

подается импульс на включение ПЭН;

подается импульс на перевод блока на половинную или 30%-ную нагрузку.

При понижении давления масла в системе смазки дополнительно отключается валоповоротное устройство и налагается запрет на его включение.

При срабатывании защит пуска резервного насоса:

отключается выключатель электродвигателя и после закрытия обратного клапана:

подается импульс на открытие клапана рециркуляции;

подается импульс на останов блока;

налагается запрет на включение электронасоса по АВР (автоматика включения резерва).

Помимо действия защит питательный агрегат предохраняется от ненормальных режимов системой аварийной сигнализации. В нее входят сигналы:

а) при повышении температуры подшипников;

б) при снижении уровня масла в маслобаке;

в) при несоответствии открытия или закрытия клапана рециркуляции, обратного клапана и напорной задвижки;

г) при перегрузке электродвигателя ПЭН по току;

д) при повышенной вибрации подшипников агрегата;

е) при перегрузке упорного подшипника ПТН;

ж) при повышении температуры в перепускной трубе разгрузочного устройства насоса.

Кроме того, на аварийный сигнал временно могут быть выведены некоторые защиты, указанные в табл. 7-2.

Автоматизация процессов пуска и останова агрегата, а также защита агрегата от неправильных действий персонала осуществляется системой блокировок.

Система блокировок при пуске насосного агрегата допускает открытие стопорного клапана приводной турбины или масляного выключателя электронасоса при соблюдении следующих условий:

а) давление масла в системе смазки достаточно;

б) давление воды во всасывающем патрубке достаточно;

в) клапан рециркуляции открыт;

г) имеется достаточный расход конденсата в системе охлаждения ротора и статора электродвигателя.

При останове агрегата автоматически открывается клапан рециркуляции, а у насосов с индивидуальной системой маслоснабжения включается пусковой масляный насос, который отключается через 5 мин.

Релейная аппаратура автоматики обеспечивает выполнение всех вышеуказанных операций по пуску и останovu агрегата в определенной последовательности при нажатии на кнопку «пуск» или «останов».

д) Пуск, нормальная эксплуатация и останов питательных агрегатов

Пуск питательного агрегата начинается с подготовительных операций. Прежде всего необходимо произвести тщательный осмотр всего оборудования, убедиться в наличии и исправности всех контрольно-измерительных приборов, проверить состояние задвижек и вентиляей.

Проверяется уровень масла в масляном баке, при необходимости сливается отстой и доливается свежее масло. Проверяется состояние сальников уплотнений насоса. Собирается схема маслоснабжения и проводится опробование пускового масляного насоса. Подается вода на охлаждение электродвигателей и маслоохладителей.

Весьма ответственной предпусковой операцией является проверка защит, блокировок и сигнализации насосного агрегата. Пуск установок с неисправными элементами защиты и блокировок не допускается. В исключительных случаях, с разрешения главного инженера, некоторые защиты могут быть переведены на аварийный сигнал. Проверяется положение запорной арматуры и открывается вентиль рециркуляции питательной воды. Подводится конденсат на охлаждение сальниковых уплотнений. В установках с бустерными насосами включаются в работу бустерные насосы. Открывается задвижка на линии подвода масла к регулирующему клапану гидромурфты.

Производится заполнение питательного насоса водой, для чего:

а) открывается вентиль на линии прогрева насоса и воздушник на напорном трубопроводе до запорной задвижки;

б) приоткрывается задвижка на всасе для прогрева насоса. Насос считается прогретым, если температура воды в напорном патрубке равна $110-120^{\circ}\text{C}$;

в) после прогрева насоса закрывается вентиль прогрева, воздушник и полностью открывается задвижка на всасывающем трубопроводе.

Открывается задвижка на нагнетании. При открытии задвижки необходимо следить за отсутствием пропуска через обратный клапан по увеличению давления в насосе. В случае пропуска через обратный клапан задвижку на выдаче нужно закрыть. Включение питательного насоса с открытой задвижкой на пи-

тательную магистраль без давления в ней не допускается. В случае отсутствия давления за питательным насосом подача воды в магистраль осуществляется через байпасную задвижку.

Пуск насосного агрегата производится как вручную с блочного щита управления, так и автоматически по АВР. В последнем случае импульсом включения служит останов рабочего насоса или падение давления в питательной магистрали. После поступления импульса отключа управления или АВР включается в работу пусковой маслоснасос (при децентрализованной системе маслоснабжения), а затем при достижении давления масла в системе смазки $0,0687\text{ МПа}$ ($0,7\text{ кгс/см}^2$) от контактного манометра включается электродвигатель питательного насоса. Пусковой маслоснасос по истечении 5 мин с момента включения электродвигателя питательного насоса автоматически отключается.

После выхода агрегата на номинальное число оборотов необходимо прослушать агрегат и убедиться в отсутствии стука, шумов и повышенной вибрации. Необходимо отрегулировать подачу конденсата и охлаждающей воды на концевые уплотнения насоса, убедиться в нормальной работе подшипников. Отрегулировать подачу масла на гидромурфту. Температура масла, поступающего в гидромурфту, должна лежать в пределах $30-45^{\circ}\text{C}$, на сливе не выше 65°C .

Отрегулировать работу маслоохладителей, следить за перепадом давлений на фильтрах.

При пуске насоса на незаполненный трубопровод, постепенно открывая байпас напорной задвижки, вытеснить воздух и создать давление в напорной магистрали, после чего открыть задвижку на нагнетании.

Проверить положение ротора насоса по указателю осевого сдвига.

Во время нормальной эксплуатации насосного агрегата необходимо

осуществлять постоянный контроль за общим состоянием оборудования. Особое внимание следует обращать на плотность фланцевых соединений. Не допускается во время работы подтяжка гаек на соединениях, находящихся под высоким давлением. Во время работы насосного агрегата ведется систематический контроль за важнейшими параметрами работы: давлением в приемном и напорном патрубке насоса, давлением в камере гидропаты, температурой питательной воды на входе в насос, температурой воды в камере гидропаты, давлением масла на смазку, давлением конденсата на охлаждение сальниковых уплотнений, силой тока в обмотках электродвигателя.

В процессе эксплуатации необходимо вести наблюдение за важнейшими узлами агрегата: гидропатой, концевыми уплотнениями, гидромуфтой, системой охлаждения двигателя, маслоохладителями.

Систематически проверяются величина вибрации агрегата и осевой сдвиг. При наличии сетки на всасывающем трубопроводе необходимо следить за степенью ее загрязнения по перепаду давления. В инструкции по эксплуатации каждого агрегата указан максимально допустимый перепад на сетке. По достижении этого перепада сетку необходимо чистить.

Необходимо тщательно следить за давлением всасывания бустерного насоса, так как снижение его может обусловить сильное падение давления на входе в основной насос и кавитацию последнего.

Не допускать «запаривания» питательного насоса. Основными причинами «запаривания» являются:

- а) резкое снижение уровня воды в деаэраторе;
- б) резкое снижение расхода воды при закрытой линии рециркуляции;
- в) резкое увеличение производительности при засоренной сетке на всасывающем трубопроводе;

г) увеличение сопротивления на линии разгрузки из камеры гидропаты.

При возникновении «запаривания» наблюдаются сильные удары и шумы в пасосе, снижение давления на напорной стороне насоса, резкие колебания нагрузки двигателя, определяемые по амперметру. Если принятые экстренные меры по устранению «запаривания» не дают результатов, то насос следует остановить. После остановки насоса необходимо повернуть ротор вручную с целью обнаружения задеваний в насосе, а также произвести ревизию гидропаты.

Останов насосного агрегата может производиться с блочного щита ключом управления или аварийной кнопкой на местном щите. Кроме того, агрегат может быть остановлен действием защит.

При останове агрегата в резерв необходимо закрыть задвижку на напорном трубопроводе и убедиться, что по мере закрытия задвижки произошло автоматическое открытие вентилей рециркуляции, после чего ключом на блочном щите управления можно отключить электродвигатель насоса. При отключении насосного агрегата проверить включение пускового маслонасоса и отметить время выбега роторов. Нормальное время выбега указывается в инструкции по эксплуатации. После этого закрываются задвижки на входе воды в маслоохладитель и на охлаждение электродвигателя.

Для возможности включения насоса по АВР открыть вентиль для прогрева насоса и напорную задвижку. Перед открытием задвижки необходимо убедиться в плотности обратного клапана, для чего сначала открывается байпас напорной задвижки. Если при этом ротор насоса не начинает вращаться в обратную сторону, можно открывать и основную задвижку. Если будет обнаружено, что обратный клапан питательного насоса пропускает, то нужно немедленно закрыть напор-

ную задвижку. Включать электродвигатель при вращении ротора в обратную сторону не разрешается. После всех операций по останову питательного насоса переключатель блокировки агрегата установить в положение «резерв».

Пробный пуск агрегата, находящегося в резерве, необходимо производить не реже 2 раз в месяц.

При выводе насосного агрегата в ремонт следует закрыть вентили на линии рециркуляции, закрыть задвижку на всасывающем трубопроводе, закрыть вентили на линии подвода конденсата к сальникам насоса и опорожнить насос.

Переключатель блокировки установить в положение «деблокировано».

Аварийный останов питательного агрегата вручную производится при отказе в работе защит, указанных в табл. 7-2, а также в случаях:

а) при появлении дыма из подшипников насоса и электродвигателя;

б) при появлении дыма, искр или сильного запаха горячей изоляции из электродвигателя;

в) при разрыве фланцевых соединений или появлении свищей в сварных соединениях питательных трубопроводов и арматуры;

г) при возникновении внезапной сильной вибрации;

д) при появлении металлического шума или стука в электродвигателе или насосе;

е) при повышении температуры масла на сливе из подшипников сверх допустимого предела;

ж) при «запаривании» насоса;

з) при понижении уровня масла в масляном баке ниже допустимых пределов и невозможности восстановить нормальный уровень;

и) при перегрузке двигателя по току;

к) при прекращении подачи конденсата на уплотнения насоса.

При аварийном останове питательного агрегата в работу включается по АВР резервный агрегат.

Рассмотренные в данном разделе вопросы пуска, нормальной эксплуатации и останова питательных агрегатов касаются насосов с электрическим приводом. Применение турбопривода существенно осложняет эксплуатацию установок, поскольку приводная турбина представляет собой весьма сложный агрегат со своей системой автоматизации, защиты, контроля и управления. В данном разделе особенности эксплуатации собственно турбины не рассматриваются, поскольку эти вопросы освещены в главах, посвященных пуску, останову и эксплуатации паровых турбин.

е) Неполадки в работе насосного агрегата, их причины и способы устранения

При эксплуатации насосного агрегата могут возникнуть различные неполадки в его работе, вызванные дефектами изготовления, неправильным монтажом, некачественным обслуживанием или естественным износом деталей.

Наиболее характерные неполадки, причины их возникновения и способы устранения приведены в табл. 7-3.

7-2. ДЕАЭРАТОРЫ

а) Общие положения

Термические деаэраторы в тепловой схеме станции выполняют целый ряд функций: помимо своей основной — деаэрации питательной воды, они служат ступенью подогрева в регенеративной схеме подогрева воды, аккумулирующей и буферной емкостью между конденсатными и питательными насосами, являются источником пара постоянного давления и температуры, а также местом ввода в схему разного рода высокопотенциальных дренажей. В энергоблоках с прямоточными котлами деаэратор вклю-

Неполадка в работе насоса	Причина неполадки	Способ устранения
Насос не развивает требуемого давления и производительности	а) Обрыв или заклинившие задвижки на всасывающем трубопроводе б) Засорение защитной сетки в) Пропускает клапан на линии рециркуляции г) Увеличены зазоры в уплотнениях рабочих колес д) Рабочие колеса смещены относительно направляющих аппаратов е) Нарушение герметичности стыка между внутренним и наружным корпусами или стыков между секциями ж) Снижение уровня в деаэрационном баке. Снижение давления, развиваемого бустерным насосом	а) Отремонтировать задвижку б) Очистить защитную сетку в) Отремонтировать или сменить клапан г) Заменить уплотнительные кольца, произвести ремонт изношенных деталей д) Сменить диск гидропаты и правильно установить ротор в осевом направлении е) Устранить неплотности стыков. Наплавить, проточить и притереть место под прокладку в наружном корпусе. Заменить прокладку, проверить плотность уплотнительных поясков в секциях ж) Восстановить нормальный уровень в деаэрационном баке. Отладить работу бустерного насоса
Осевое усилие не уравновешивается. Ротор смещается в осевом направлении больше, чем предусматривается инструкцией по эксплуатации	а) Разработались дроссельные шели в гидропате или уплотнения рабочих колес б) Переток воды под разгрузочным диском или втулкой пяты, вследствие чего увеличивается давление в камере за разгрузочным диском в) „Запаривание“ насоса	а) Проверить состояние деталей и при необходимости заменить запасными или произвести ремонт. Проверить биение ротора б) Проверить места уплотнений стыков, установить новые уплотнения в) Проверить величину подпора на входе в насос. Проверить открытие клапана рециркуляции
Повышенная вибрация насоса	а) Ротор насоса не отбалансирован б) Расцентровка агрегата в) Увеличены зазоры в подшипниках г) Низкая температура масла д) Вибрация трубопроводов	а) Произвести динамическую балансировку ротора б) Произвести центровку в) Перезалить вкладыши или заменить запасными г) Повысить температуру масла до 40—45°C д) Устранить вибрацию
Повышенный нагрев подшипников	а) Малый расход масла б) Расцентровка агрегата в) Малые зазоры в подшипниках, не обеспечено необходимое прилегание вала к вкладышу г) Грязное масло	а) Увеличить диаметр отверстия в дроссельных шайбах б) Проверить центровку и отцентровать агрегат в) Увеличить масляные зазоры, пришабрить вкладыши по валу г) Сменить масло, промыть маслопроводы и подшипники
Чрезмерный нагрев воды в насосе	а) Натиры в проточной части б) При работе на холостом ходу закрыт клапан рециркуляции	а) Проверить осевой разбег ротора и его прогиб б) Открыть клапан на линии рециркуляции

Неполадка в работе насоса	Причина неполадки	Способ устранения
Чрезмерный нагрев воды в камере гидропаты	а) Натиры в щелях гидропаты	а) Проверить биение ротора и его центровку в статоре
Протечка горячей воды из концевых уплотнений	а) Засорение тракта подвода конденсата б) Давление на подводе конденсата ниже требуемого в) Сальниковая набивка или защитная рубашка изношены	а) Очистить тракт (фильтр, камеры) б) Обеспечить необходимое давление, отрегулировать клапаны в) Сменить набивку или перешлифовать рубашку

чается в растопочную схему с целью частичной утилизации тепла сбрасываемой среды при растопке котла [60]. Однако основной функцией термических деаэраторов является удаление из питательной воды коррозионно-активных газов. Такими газами являются кислород (O_2) и свободная двуокись углерода (CO_2).

В тех установках, где добавочная вода обрабатывается по схеме глубокого обессоливания, свободная двуокись углерода в воде, как правило, отсутствует, и на деаэраторы возлагается задача удаления из питательной воды лишь кислорода.

При равновесном состоянии содержание в воде любого из растворимых в ней газов пропорционально парциальному давлению его над водой и коэффициенту поглощения (адсорбции), зависящему от температуры воды. Содержание растворенного газа в воде в этом случае может быть определено по формуле

$$C = \alpha \frac{\gamma}{\gamma_v} \frac{p}{760} \cdot 10^6,$$

где C — содержание растворенного газа в воде, мг/кг; α — коэффициент поглощения при данной температуре воды, приведенный к нормальным условиям (760 мм рт. ст. и $0^\circ C$), мг/кг; γ и γ_v — соответственно удельный вес газа и воды при нормальных условиях; p — парциальное давление газа над поверхностью воды, мм рт. ст.

На рис. 7-7 приведен график, характеризующий растворимость кислорода в воде в зависимости от ее температуры при различных абсолютных давлениях воздуха над водой. Из графика видно, что в ус-

ловиях, когда вода находится в состоянии насыщения (кипения), содержание кислорода в ней становится равным нулю. На этом и основан принцип термической деаэрации воды.

Однако этот график справедлив для равновесного состояния, чего в реальных условиях добиться не удастся вследствие ограниченности поверхности соприкосновения фаз (вода—пар) и времени контакта между греющим паром и водой. Вследствие этого даже в лучших деаэраторах невозможно обеспечить полное удаление растворенных в воде газов, и питательная вода покидает деаэратор с определенным содержанием в ней кислорода. Эта величина строго регламентируется ПТЭ и должна соответствовать

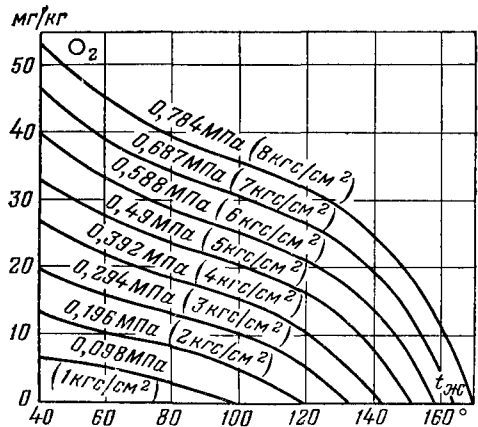


Рис. 7-7. График растворимости кислорода в воде.

следующим нормам (мкг/кг, не более):

Энергоустановка давлением до 3,92 МПа (40 кгс/см ²)	30
Энергоустановка давлением 3,92—9,81 МПа (40—100 кгс/см ²)	20
Энергоустановка давлением 9,81 МПа (100 кгс/см ²) и выше	10

б) Конструкция и принцип действия деаэратора

На рис. 7-8 представлена принципиальная схема термического деаэратора. Установка состоит из деаэрационной колонки и бака аккумулятора. Подача деаэрируемой воды осуществляется в верхнюю, а греющего пара в нижнюю часть колонки. Поступающая в бак-аккумулятор вода имеет температуру, близкую к температуре насыщения. Процесс дегазации воды в основном осуществляется в колонке, хотя и в баке-аккумуляторе за счет отстоя происходят частичное выделение мельчайших пузырьков газа и их удаление.

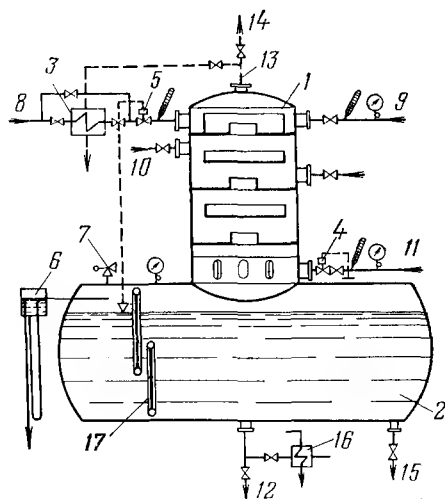


Рис. 7-8. Принципиальная схема деаэратора.

1 — деаэрационная колонка; 2 — бак-аккумулятор; 3 — охладитель выпара; 4 — регулятор давления; 5 — регулятор уровня; 6 — гидравлический затвор; 7 — предохранительный клапан; 8 — подвод химически очищенной воды; 9 — подвод основного конденсата; 10 — подвод дренажа подогревателей высокого давления; 11 — подвод греющего пара; 12 — отвод деаэрированной воды; 13 — отвод выпара; 14 — выход в атмосферу; 15 — дренаж; 16 — теплообменник для охлаждения проб воды; 17 — водоуказательное стекло.

Эффективность деаэрации воды в термических деаэраторах зависит от конструкции деаэраторов, давления, при котором происходит деаэрация, а также от режима эксплуатации.

По способу организации контакта воды с греющим паром деаэраторы разделяются на пленочные, струйные, капельные, барботажные и комбинированные, сочетающие в себе два или несколько из перечисленных способов увеличения свободной поверхности воды. Разделение воды на пленки осуществляется посредством разного рода насадок, из которых наибольшее распространение в отечественных деаэраторах большой мощности получила омегаобразная насадка с отверстиями.

Дробление воды на струи может быть осуществлено при помощи ряда расположенных друг под другом тарелок (противней) с отверстиями. Барботажная деаэрация используется в некоторых случаях лишь в качестве дополнительной ступени деаэрации.

Нагрев деаэрируемой воды до температуры насыщения еще не является достаточным условием для качественной деаэрации. Не менее важной задачей является создание условий для быстрой эвакуации выделившихся из воды газов. В деаэрационных колонках газы удаляются паровой продувкой колонки снизу вверх навстречу потоку падающей воды, после чего парогазовая смесь удаляется в атмосферу. Этот поток называется «выпаром». Данные эксплуатации показывают, что эффективность деаэрации в значительной мере зависит от величины «выпара» (рис. 7-9). Для деаэраторов повышенного давления эта величина не должна быть ниже 1,5—2 кг пара на тонну воды.

На эффективность деаэрации влияет также температура поступающей в деаэратор воды. С повышением температуры воды, подводимой к деаэратору, вязкость

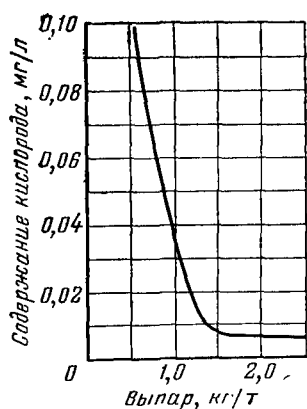


Рис. 7-9. Зависимость эффективности термической деаэрации от величины выпара.

и поверхностное натяжение воды уменьшаются, скорость диффузии кислорода в слое воды возрастает

и эффект деаэрации улучшается. Однако подавать в колонку воду с температурой, близкой к температуре насыщения, тоже не рекомендуется, поскольку это сокращает расход греющего пара и ухудшает условия вентиляции колонки. Минимальный нагрев воды в деаэраторе должен быть не ниже $5-6^{\circ}\text{C}$. Величину нагрева порядка $10-15^{\circ}\text{C}$ следует считать оптимальной.

В настоящее время в установках высокого давления применяются деаэраторы повышенного давления, $0,588-0,687\text{ МПа}$ ($6-7\text{ кгс/см}^2$). Это позволяет уменьшить число ПВД, а также улучшить условия деаэрации. На большинстве энергоблоков мощностью 150, 200 и 300 МВт деаэрационная установка, как правило, состоит из двух баков-аккумуляторов и установленных на них деаэрационных колонок (по одной на баке-аккумуляторе). Лишь на блоках 300 МВт с газомазутными котлами приме-

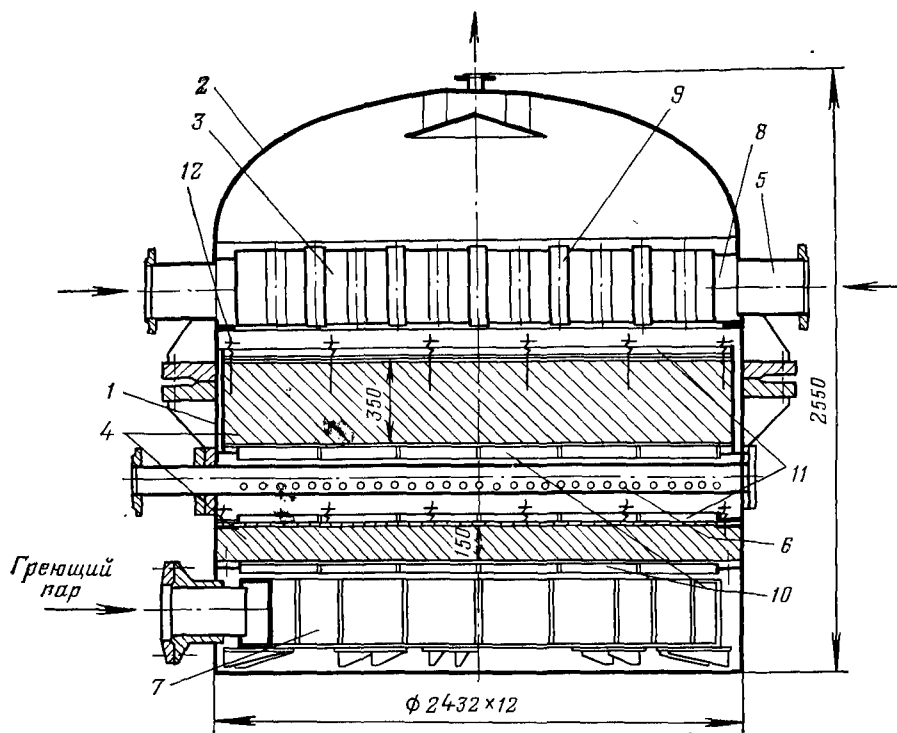


Рис. 7-10. Деаэрационная колонка ДСП-500.

1 — корпус; 2 — крышка; 3 — водораспределительное устройство; 4 — слой омегаобразной насадки; 5 — патрубок для подвода инзотемпературных потоков; 6 — патрубок для подвода и распределения конденсата греющего пара ПВД; 7 — парораспределительное устройство; 8 — смесительная камера; 9 — патрубок для прохода выпара; 10 — нижние решетки; 11 — верхние решетки; 12 — пружина.

няют установку двух колонок на одном баке. На двухвальном блоке 800 МВт на каждом из двух баков-аккумуляторов устанавливается также по две деаэрационные колонки.

На мощных энергетических блоках применяются следующие типы деаэрационных колонок:

для блоков 150 и 200 МВт — колонки типа ДСП-400 или ДСП-500, работающие с давлением 0,588 МПа (6 кгс/см²);

для блоков 300 МВт — колонки ДСП-500, работающие с давлением 0,687 МПа (7 кгс/см²);

для блоков 500 и 800 МВт — колонки ДСП-800, работающие с давлением 0,687 МПа (7 кгс/см²).

На рис. 7-10 и 7-11 представлены конструкция колонки типа ДСП-500 и схема деаэрационной установки с прямоточными котлами.

Каждый деаэратор повышенного давления (колонка и бак-аккумулятор) подлежит обязательной регистрации в Госгортех-

надзоре и подвергается 1 раз в 4 года внутреннему осмотру и 1 раз в 8 лет — гидравлическому испытанию с предварительным внутренним осмотром. Величина пробного гидравлического давления должна составлять 1,25 рабочего давления в деаэраторе, но не менее чем 0,294 МПа (3 кгс/см²).

в) Режимы работы и эксплуатация деаэраторов

Работу деаэрационной установки характеризуют ее эксплуатационные характеристики:

а) зависимость содержания кислорода в деаэрированной воде от гидравлической нагрузки и нагрева воды в ней;

б) зависимость предельно допустимой гидравлической нагрузки от нагрева воды в ней.

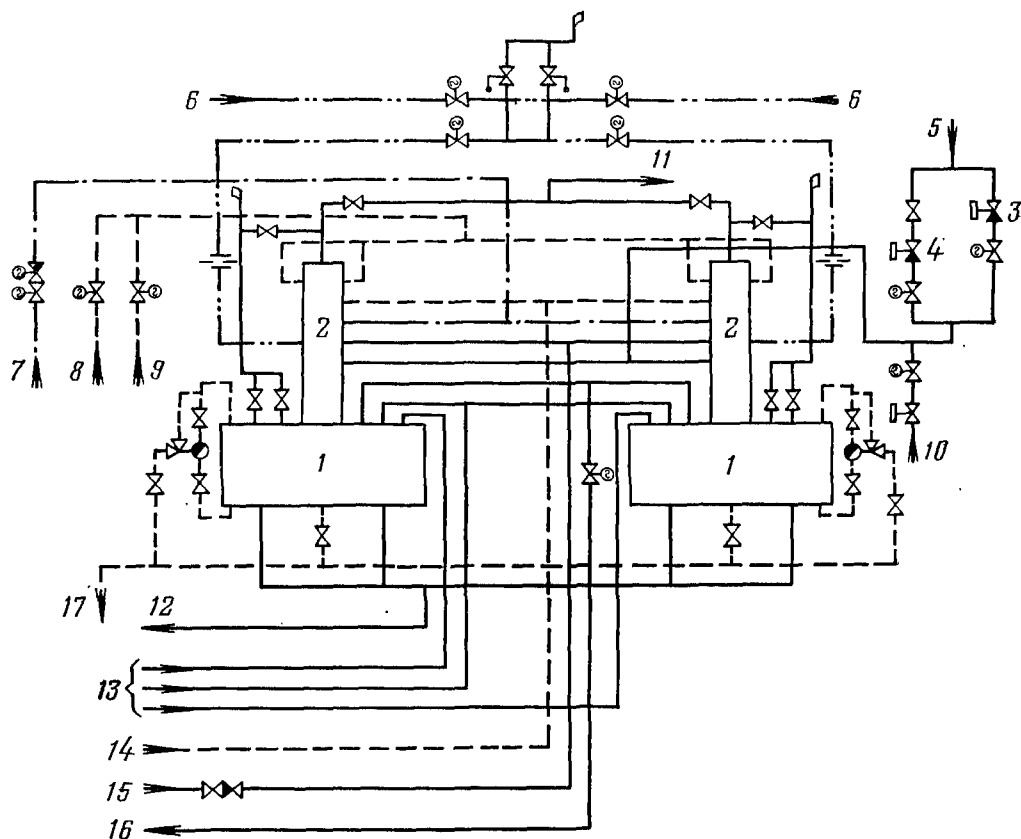


Рис. 7-11. Схема деаэрационной установки блоков 150—200 Мвт с прямоточными котлами.
1 — аккумуляторный бак; 2 — деаэрационная колонка; 3 — регулятор давления 0,588 МПа (6 кгс/см²); 4 — регулятор давления 0,118 МПа (1,2 кгс/см²); 5 — пар от резервного источника; 6 — сброс из растопочных сепараторов; 7 — дренаж ПВД; 8 — конденсат из бака запасного конденсата; 9 — основной конденсат; 10 — пар из отборов турбин; 11 — выпар; 12 — к питательным насосам; 13 — линии циркуляции ПЭН; 14 — конденсат из дренажных баков; 15 — пар от штоков клапанов; 16 — пар на эжекторы и уплотнения; 17 — в расширитель дренажей низкого давления.

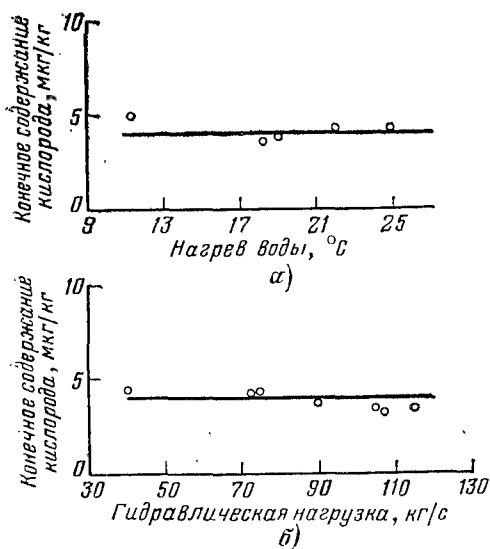


Рис. 7-12. Зависимость конечного содержания кислорода в деаэрированной воде.

a — от нагрева воды при $p=0,4\div0,65$ МПа ($4,1\div6,6$ кгс/см²), гидравлической нагрузке $D_p=120\div160$ кг/с, начальном содержании кислорода $C_k=0,3\div0,5$ мг/кг; *b* — от гидравлической нагрузки при давлении греющего пара $p=0,284\div0,4$ МПа ($2,9\div4,1$ кгс/см²), нагреве воды $\Delta t=11\div24$ °С и начальном содержании кислорода $C_k=0,3\div0,64$ мг/кг.

Обе эти зависимости для деаэратора ДСП-500 представлены на рис. 7-12 и 7-13.

Как видно из графика на рис. 7-12, деаэратор ДСП-500 весьма удовлетворительно работает в широком диапазоне нагрузок. Необходимо отметить, что конечное содержание кислорода в питательной воде в определенной мере зависит от кислородосодержания поступающего в деаэратор основного конденсата, которое в свою очередь будет зависеть от воздушной плотности конденсатора и нормальной работы деаэрационных устройств конденсатора (если они имеются).

На теплоэлектроцентралях высокого давления, где добавок химически очищенной воды велик, применяется двухступенчатая система деаэрации, при которой добавочная вода перед поступлением в основной деаэратор предварительно дегазируется в деаэраторах атмосферного типа.

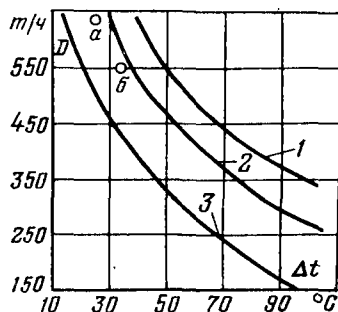


Рис. 7-13. Расчетная зависимость предельной гидравлической нагрузки от нагрева воды и давления пара в колонке.

1 — $p=0,685$ МПа (7 кгс/см²), $t_n=300$ °С; 2 — $p=0,392$ МПа (4 кгс/см²), $t_n=300$ °С; 3 — $p=0,118$ МПа (1,2 кгс/см²), $t_n=200$ °С. Точка *a*: $p=0,4$ МПа (4,09 кгс/см²), $D=629$ т/ч; точка *b*: $p=0,4$ МПа (4,09 кгс/см²), $D=551$ т/ч.

Приведенные на рис. 7-13 зависимости позволяют установить зону спокойной работы деаэратора. Если режим работы деаэратора, определяемый гидравлической нагрузкой и нагревом воды, характеризуется точкой, лежащей ниже кривой при соответствующем давлении, то деаэратор будет работать спокойно. Если рабочая точка находится выше кривой предельного режима, то деаэратор окажется перегруженным. При этом наблюдается неустойчивая работа деаэратора, характеризующаяся появлением гидравлических ударов в колонке, сильной вибрацией деаэратора и связанных с ним трубопроводов, колебаниями давления пара в деаэраторе, ухудшением деаэрации воды.

Деаэраторы блочных установок должны обеспечивать качественную деаэрацию растопочного расхода питательной воды во время пусков турбины при сниженном давлении в деаэраторе без предварительного ее подогрева.

Каждая деаэрационная установка должна иметь инструкцию по ее обслуживанию, составленную с учетом местных условий. Инструкция должна содержать следующие разделы: описание и характеристики деаэратора, порядок пуска и оста-

нова, правила нормальной эксплуатации, предупреждение и ликвидация аварий, указания по технике безопасности и противопожарной технике. Нормальная и безопасная работа деаэратора поддерживается системой автоматических регуляторов и предохранительных устройств. К ним относятся:

а) регулятор уровня воды в баке-аккумуляторе;

б) регулятор давления греющего пара;

в) регулятор перелива;

г) регулятор давления на турбопроводе сброса пара в конденсатор (для блоков 200 и 300 МВт с прямоточными котлами);

д) предохранительные клапаны.

Регулятор давления греющего пара должен иметь задатчики на 0,1175 МПа (1,2 кгс/см²) и 0,588—0,687 МПа (6—7 кгс/см²) и поддерживать давление в колонке в пределах $\pm 0,098$ МПа (1 кгс/см²).

Предохранительные клапаны, числом не менее двух, должны быть рассчитаны на пропуск максимального количества пара, поступающего в деаэратор, и отрегулированы на давление, не превышающее 1,15 рабочего.

Текущий контроль за работой деаэратора осуществляется по показаниям водоуказательных стекол, манометра для измерения давления в колонке, термометра для измерения температуры деаэрированной воды и кислородомера непрерывного действия. В блочных установках контроль за работой деаэратора ведется по приборам, установленным на БЦУ.

В задачу обслуживающего персонала, помимо наблюдения за приборами контроля и автоматики, входят систематическая продувка водомерных стекол, расхаживание вентилей и задвижек, отбор проб деаэрированной воды для последующего химического анализа.

Для обеспечения безопасной работы деаэрационной установки должна быть организована система-

тическая проверка предохранительных клапанов. При длительной безостановочной работе деаэратора опробование предохранительных клапанов должно производиться по специальному графику. Это не исключает опробования этих устройств при каждом пуске деаэрационной установки.

При рассмотрении вопросов пуска деаэратора в работу следует остановиться на двух случаях: пуск деаэратора с опорожненным баком-аккумулятором (после ремонта, внутреннего осмотра и т. д.) и пуск деаэратора при заполненном баке-аккумуляторе (вывод из резерва, пуск блока после непродолжительного останова).

При пуске деаэратора с опорожненным баком-аккумулятором производится прогрев деаэратора паром, подъем давления до полного [в деаэраторах 0,1175 МПа (1,2 кгс/см²)] или до давления, равного 0,0196—0,049 МПа (0,2—0,5 кгс/см²) (изб.) (в деаэраторах повышенного давления), после чего в деаэратор подается вода. После заполнения бака-аккумулятора до нужной отметки давление плавно повышается до рабочего, включаются регуляторы давления, уровня и перелива.

При пуске блока с прямоточным котлом, когда в деаэратор поступает пар от постороннего источника и сброс из пускового сепаратора (рис. 7-11), давление в нем на весь период пуска поддерживается на уровне 0,1175 МПа (1,2 кгс/см²) регулятором давления. После включения блока в параллельную работу и набора нагрузки, при которой в отборе, питающем паром деаэратор, установятся необходимые параметры, давление в деаэраторе плавно поднимается до рабочего, после чего включается регулятор давления и все другие автоматические устройства. Резервный источник питания деаэратора паром отключается.

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Повышение содержания кислорода свыше допустимой нормы; появление свободной углекислоты	а) Недостаточный расход выпара б) Понижение температуры потоков, поступающих в колонку в) Перегрузка деаэрационной колонки по воде г) Поступление непосредственно в бак-аккумулятор потоков, содержащих кислород д) Неисправность деаэрационной колонки (засорение отверстий в тарелках, коробление или перекос тарелок, поломка отдельных элементов колонки)	а) Задвижкой на линии выпара увеличить расход б) Принять меры к повышению температуры потоков, поступающих в колонку, или ограничить поступление холодных потоков в) Уменьшить нагрузку деаэрационной колонки г) Направить кислородосодержащие потоки в колонку; потоки со значительным содержанием кислорода направить в конденсатор турбины д) Остановить деаэратор и произвести ремонт колонки
Гидравлические удары в колонке	а) Тепловая перегрузка деаэратора вследствие низкой температуры потоков либо большого расхода поступающей в колонку холодной воды б) Неисправность деаэрационной колонки	а) Проверить расходы и температуру потоков, поступающих в колонку. Проверить работу системы регенерации низкого давления. Уменьшить расход холодных потоков в колонку б) Остановить деаэратор и произвести ремонт колонки
Гидравлические удары в подводящих трубопроводах воды и пара	а) Недостаточный прогрев и недостаточное дренирование паропроводов при пуске б) Конденсация пара в паропроводе из-за малого поступления греющего пара	а) Прогреть паропроводы, проверить дренажи б) Не допускать снижения величины нагрева воды в колонке менее чем на 5°C
Понижение давления в деаэраторе	а) Уменьшение давления греющего пара б) Нарушение работы регулятора давления в) Поступление в колонки большого количества холодной воды	а) Переключить питание деаэратора паром от отбора более высокого давления, или от РОУ, или от резервного источника б) Перейти на ручное регулирование давления пара, одновременно принять меры к восстановлению работы автоматики в) Увеличение подачи холодной воды производить постепенно
Повышение давления в деаэраторе. Срабатывание предохранительного клапана	а) Нарушение работы регулятора давления б) Неисправность регулятора сброса пара из деаэраторов в конденсатор (при растопке прямоточного котла)	а) Перейти на ручное регулирование давления либо на питание паром от резервного источника б) Перейти на ручное регулирование сброса; если клапан заклинило, прекратить сброс из растопочных сепараторов в деаэратор, переведя их в конденсатор турбины

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Снижение или повышение уровня в баке-аккумуляторе	а) Нарушение работы регулятора уровня б) Неплотности в водозапорной арматуре	а) Перейти на ручное регулирование уровня воды в баке-аккумуляторе б) Увеличить (уменьшить) подачу добавочной воды; одновременно попытаться устранить заклинивание или протечки в водозапорной арматуре. Проверить закрытие (открытие) арматуры, находящейся при нормальных условиях эксплуатации в закрытом (открытом) положении
Выброс воды из деаэраторов повышенного давления	а) Тепловая перегрузка деаэратора б) Чрезмерно открыт вентиль на выпаре в) Неисправность конденсатоотводчика (регулятора уровня) охладителя выпара	а) Снизить нагрузку деаэратора, увеличив температуру или снизив расход поступающей в колодку воды б) Уменьшить выпар до нормальной величины в) Открыть вентиль на обводной линии конденсатоотводчика (регулятора уровня)

При пуске деаэрационной установки с заполненным баком-аккумулятором воду в баке необходимо довести до температуры насыщения, т. е. вывести на режим деаэрации. Для этого необходимо собрать схему рециркуляции воды в деаэраторе и прокачивать по ней воду с одновременной подачей пара избыточного давления. При достижении водой температуры насыщения и необходимой степени деаэрации, определяемой по показаниям кислородомера, производится заполнение котла водой (в блочных установках) или после подъема давления до рабочего подключение деаэратора в параллельную работу (в установках неблочного типа).

г) Неполадки в работе деаэраторов

Неполадки в работе деаэраторов могут происходить вследствие их неправильной эксплуатации или по причине отказа в работе автоматики и средств контроля.

В табл. 7-4 приводятся перечень основных неполадок в работе деаэратора и способы их устранения.

7-3. РЕГЕНЕРАТИВНЫЕ И СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

а) Общие положения

Современные паротурбинные установки имеют развитую систему регенерации, состоящую из пяти — девяти регенеративных подогревателей, осуществляющих ступенчатый подогрев питательной воды. Применение регенеративного подогрева питательной воды является эффективным средством повышения экономичности турбоустановки.

Подогрев питательной воды осуществляется до определенной температуры, зависящей в основном от начальных параметров пара. С увеличением начального давления увеличивается и температура питательной воды. Эффективность регенерации зависит также от типа, способа включения регенеративных подогревателей и качества их работы.

Регенеративные подогреватели разделяются на смешивающие и поверхностные. В подогревателях смешивающего типа греющий пар непосредственно контактирует с конденсатом, нагревая его практически до температуры насыщения греющего пара. В поверхностном подогревателе из-за термических сопротивлений передачи тепла температура подогретой воды ниже темпе-

ратуры насыщения греющего пара на 3—5°C. Эта величина называется недогревом. Недогрев воды до температуры насыщения греющего пара обуславливает энергетическую потерю в установке. Чем меньше недогрев, тем при заданной температуре подогрева воды ниже давление отбираемого пара и больше совершаемая им в турбине работа. При увеличении недогрева экономичность установки снижается и появляется перерасход топлива.

Таким образом, регенеративная схема со смешивающими подогревателями в термодинамическом отношении является наиболее совершенной, поскольку здесь практически отсутствует недогрев и с большой эффективностью используется тепло дренажа греющего пара.

Однако существует ряд трудностей в реализации многоступенчатого регенеративного подогрева питательной воды с применением смешивающих подогревателей. Одна из наиболее существенных состоит в том, чтобы обеспечить надежное предотвращение попадания воды в проточную часть турбины при различных переходных режимах.

В настоящее время в СССР действует только несколько установок со смешивающими подогревателями низкого давления на турбинах типа К-300-240 (ХТГЗ и ЛМЗ). В дальнейшем при получении эксплуатационного опыта намечено применять более широко подогреватели низкого давления смешивающего типа.

Наибольшее распространение в настоящее время получили схемы с поверхностными подогревателями, причем единственный подогреватель смешивающего типа — деаэратор — используется в основном для дегазации питательной воды. Для увеличения совершенства схемы с поверхностными подогревателями в тепловом отношении в современных установках находят широкое распространение пароохладители и охладители дренажа греющего пара. Поскольку часть подогревателей потребляет перегре-

тый пар из отборов турбины, было бы целесообразно догреть питательную воду до более высокой температуры, чем температура насыщения греющего пара. Повышение температуры питательной воды за счет сьема перегрева греющего пара осуществляется в выделенной для этой цели поверхности основного подогревателя. Такие элементы регенеративной схемы называются пароохладителями. Применение пароохладителей позволяет полнее использовать тепло греющего пара данного отбора и разгрузить тем самым верхний отбор, греющий пар которого имеет больший коэффициент ценности тепла.

Применение пароохладителя в верхнем подогревателе (последнем по ходу воды) позволяет иметь более высокую температуру питательной воды, чем в установке без пароохладителя, или же при фиксированной температуре питательной воды позволяет снизить давление греющего пара.

Определенный экономический эффект дает также рациональное использование тепла дренажей греющего пара. С этой точки зрения наиболее выгодным вариантом является подача дренажа греющего пара в питательную магистраль после основного подогревателя. Недостаток такой системы заключается в наличии большого количества сливных насосов. В условиях эксплуатации большее предпочтение отдается каскадному сливу дренажа из подогревателей более высокого давления в подогреватели меньшего давления за счет разности давлений между этими подогревателями. При такой схеме повышение эффективности использования тепла дренажей греющего пара достигается установкой охладителей дренажа, которые могут выполняться в виде отдельного теплообменника либо могут быть встроенными в основной подогреватель. Применение охладителя дренажа позволяет сократить расход греющего пара на данный подогреватель за счет более широкого использования пара нижних отборов.

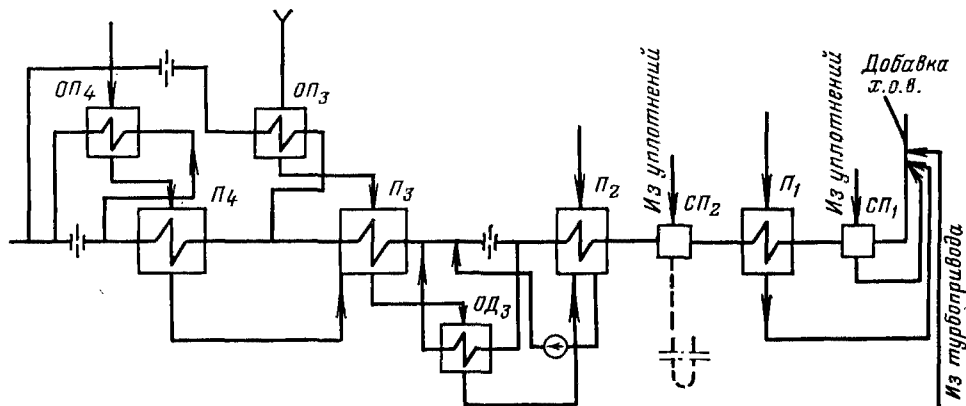


Рис. 7-14. Принципиальная схема регенерации низкого давления турбины К-800-240-2.

Представленная на рис. 7-14 схема регенерации низкого давления турбины К-800-240-2 характеризует основные направления в создании современных регенеративных схем.

Сетевые подогреватели на ТЭЦ предназначаются для подогрева сетевой воды в теплофикационной системе. В установках старых типов подогрев осуществлялся в основном и пиковом бойлерах, последний из которых включался при низких температурах окружающего воздуха. Основной бойлер снабжался паром от регулируемого теплофикационного отбора турбины, а пиковый — от промышленного отбора (в турбинах типа ПТ) или через РОУ от магистрали острого пара при наличии на станции только теплофикационных турбин.

В настоящее время применяется более совершенная в тепловом отношении схема подогрева сетевой воды (рис. 7-15). Современные крупные теплофикационные турбины имеют два теплофикационных отбора (верхний и нижний), к которым присоединяются сетевые подогреватели. Оба отбора имеют следующие пределы изменения давления: верхний — от 0,0588 до

0,196 МПа (от 0,6 до 2,0 кгс/см²); нижний — от 0,049 до 0,147 МПа (от 0,5 до 1,5 кгс/см²). При работе турбины с двумя отборами регулируемое давление поддерживается только в верхнем отборе, при работе с одним нижним отбором регулируемое давление поддерживается в нижнем отборе. Максимальная температура сетевой воды при двухступенчатом подогреве — до 120°C.

Для обеспечения более высокой температуры нагрева сетевой воды в работу включается пиковый водогрейный котел. В случае, если турбина имеет конденсатор с встроенным теплофикационным пучком, последний может быть использован как первая ступень подогрева сетевой воды. Турбина при этом должна работать с ухудшенным вакуумом в конденсаторе.

б) Конструкция регенеративных и сетевых подогревателей

Регенеративные поверхностные подогреватели по их назначению и конструктивным признакам могут быть разделены на две группы: подогреватели низкого и высокого давления. Через первую группу подогревателей вода прокачивается конденсатными насосами при сравнительно небольшом давлении воды и греющего пара. Через подогреватели высокого давления вода прокачивается питательным насосом под давлением, превышающим давление в котле. Давление греющего пара у этих теплообменников достигает 5,88—6,38 МПа (60—65 кгс/см²).

Эти условия работы и определяют конструктивные различия подогревателей высокого и низкого давления. Подогреватели низкого давления (ПНД) конструктивно проще и дешевле подогревателей высокого давления (ПВД). Поверхность нагрева этих подогревателей чаще всего образована системой U-образных труб, размещенных в цилиндрическом, обычно вертикальном, корпусе, в верхней части которого находится

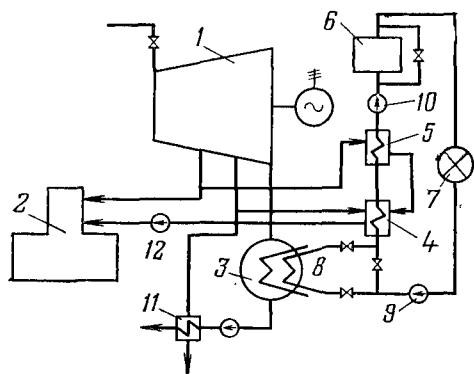


Рис. 7-15. Принципиальная схема включения сетевой подогревательной установки.

1 — турбина; 2 — деаэратор; 3 — конденсатор; 4 — сетевой подогреватель нижней ступени подогрева; 5 — сетевой подогреватель верхней ступени подогрева; 6 — пиковый водогрейный котел; 7 — теплосеть; 8 — встроенный теплофикационный пучок конденсатора; 9, 10 — сетевые насосы; 11 — ПНД; 12 — конденсатный насос сетевых подогревателей.

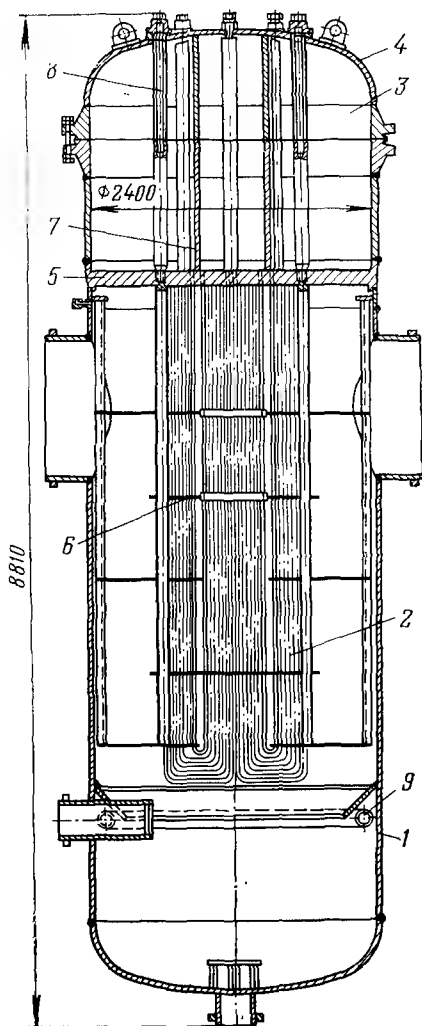


Рис. 7-16. Подогреватель низкого давления (ПНД-1) турбины К-800-240-2.

1 — корпус подогревателя; 2 — трубный пучок; 3 — водяная камера; 4 — крышка водяной камеры; 5 — трубная доска; 6 — направляющая перегородка; 7 — перегородка в водяной камере; 8 — анкерный болт; 9 — отвод воздуха.

водяная камера с трубной доской (рис. 7-16). В зависимости от расположения перегородок в водяной камере подогреватели имеют два или четыре хода воды.

Греющий пар обычно подается в верхнюю часть корпуса, ниже водяной камеры, и омывает вертикальные трубки снизу.

Движение парового потока направляется соответствующими гори-

зонтальными перегородками. Конденсат греющего пара собирается в нижней части корпуса и сливается из него через клапан, управляемый регулятором уровня. На корпусе подогревателя предусматриваются штуцера для подвода дренажей и паровоздушной смеси из подогревателей более высокого давления, а также штуцера для отсоса паровоздушной смеси и присоединения указателей уровня конденсата. Первый по ходу конденсата регенеративный подогреватель иногда выполняют горизонтальным и встраивают в горловину конденсатора (ЛМЗ). Это облегчает компоновку остальных ПНД.

До последнего времени в отечественной энергетике в качестве материала для трубок ПНД использовалась лишь латунь марки Л-68.

Практика эксплуатации блочных установок на сверхкритические начальные параметры пара показала, однако, что во многих случаях эксплуатации и в особенности при незначительных нарушениях режима работы конденсаторов в отношении содержания кислорода в конденсате латунные трубки ПНД являлись основным источником выноса меди в тракт котлов и проточную часть турбин. Это обстоятельство заставило пересмотреть вопрос о возможности применения латуни Л-68 для изготовления трубок ПНД. Для ПНД более правильным является применение нержавеющей стали 1Х18Н10Т. Указанное соображение является одной из самых существенных причин, побудивших начать применение в регенерации низкого давления турбин подогревателей контактного (смешивающего) типа.

Поскольку в смешивающих подогревателях вообще отсутствуют цветные металлы, вынос меди в питательный тракт из этого элемента тепловой схемы полностью исключается. Эти подогреватели дешевле и проще по конструкции, чем подогреватели поверхностного типа, так как в смешивающих подогревателях

отсутствует трубная система. Другой положительной особенностью смешивающих подогревателей является возможность обеспечить в этих конструкциях дополнительную деаэрацию конденсата. Эта возможность обусловлена тем, что в аппаратах подобного типа, как и в деаэраторах, нагрев конденсата производится путем контакта с греющим паром с возможностью доведения температуры обогреваемой воды до температуры насыщения, соответствующей давлению в корпусе подогревателя. Некоторое, хотя и небольшое, увеличение экономичности установки при применении смешивающих подогревателей также говорит в их пользу.

Ввиду того, что значения давлений пара в корпусах отдельных подогревателей низкого давления отличаются незначительно, нижний подогреватель может быть установлен без перекачивающего насоса. Подача конденсата из этого подогревателя в следующий возможна за счет гидростатического давления столба воды при расположении нижнего подогревателя выше последующих.

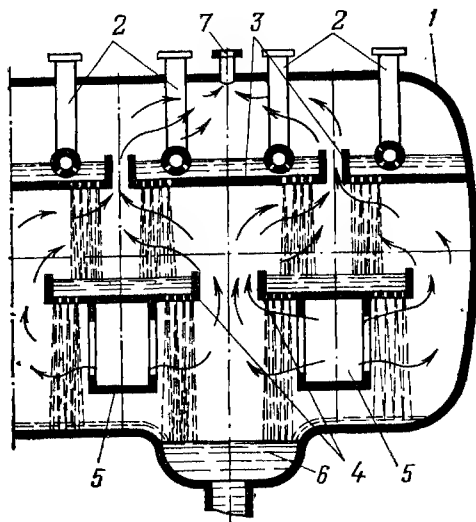


Рис. 7-17. Схема внутреннего устройства подогревателя смешивающего типа.

1 — корпус; 2 — водоподводящие трубы; 3 — водораспределительный лоток верхнего яруса; 4 — водораспределительный лоток нижнего яруса; 5 — паровпускной короб; 6 — конденсатосборник; 7 — выпар.

В настоящее время на некоторых энергоблоках 300 МВт по этой схеме работают один или два нижних подогревателя смешивающего типа.

Подогреватель низкого давления смешивающего типа (рис. 7-17) представляет собой конструкцию, состоящую из горизонтально расположенного корпуса, внутри которого в два яруса размещены горизонтальные перфорированные лотки. Паровпускные коробки расположены под лотками нижнего яруса. Греющий пар, выходя из боковых отверстий этих коробов, двигаясь вверх, пересекает систему струй по обе стороны от каждого короба и нагревает воду. Выпар через щелевидные проходы верхнего яруса поступает в верхнюю часть подогревателя, где расположены встроены контактные охладители выпара (на рисунке не показаны). Подогретый конденсат стекает в конденсатосборник и через трубу поступает в расположенный ниже подогреватель или к перекачивающим насосам. Подогреватель, представленный на рис. 7-17, следует рассматривать как один из вариантов возможных конструкций смешивающих ПНД.

Большие исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию ПНД смешивающего типа были проведены ВТИ и ЦКТИ. Более подробные материалы по этому вопросу содержатся в появившейся в самое последнее время специальной литературе [25, 32—36].

Подогреватели высокого давления отечественного производства выполняются с горизонтально расположенными спиральными змеевиками, приваренными к распределительным коллекторам. Такая система позволяет иметь хороший доступ к поверхности нагрева для осмотра, удаления или замены поврежденных труб. Представленный на рис. 7-18, а подогреватель высокого давления типа ПВСС имеет три хода по питательной воде. Организация потока воды представлена на рис. 7-18, б. Греющий пар поступает в центральную часть подогревателя, откуда с помощью направляющего желоба подается в верхнюю часть корпуса ПВД. Горизонтальные направляющие перегородки направляют пар сверху вниз. Верхние спирали подогревателя образуют зону пароох-

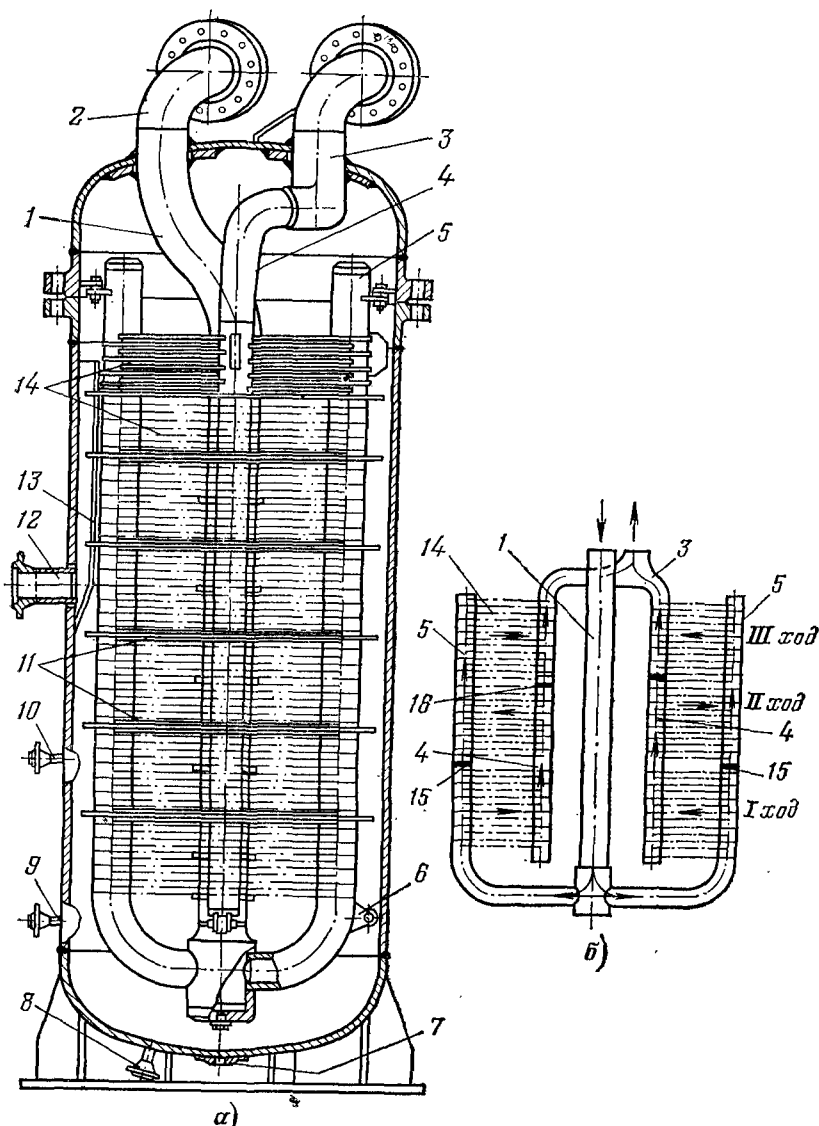


Рис. 7-18. Подогреватель высокого давления типа ПВСС.

1 — центральная водоподводящая труба; 2 — входной патрубок; 3 — выходной патрубок питательной воды; 4 — приемные коллекторные трубы; 5 — питающие коллекторные трубы; 6 — кронштейны с роликами; 7 — отвод конденсата греющего пара; 8, 9 — патрубки для присоединения конденсатоотводчиков; 10 — патрубок отсоса воздуха; 11 — направляющие перегородки; 12 — подвод греющего пара; 13 — направляющий желоб; 14 — трубный пучок; 15, 16 — перегородки в коллекторах.

ладителя, нижние — зону охладителя дренажа. Корпус подогревателя имеет патрубки для отсоса воздуха, слива дренажа греющего пара и приема дренажа из верхнего подогревателя. Трубная система подогревателя через водяные коллекторы соединяется с верхней крышкой корпуса и может быть поднята

вместе с ней. Для направления трубной системы при подъеме и опускании в корпус предусмотрены кронштейны с роликами и направляющие планки.

Применяемые в установках сверхкритического давления ПВД имеют некоторые конструктивные отличия по сравнению с аппаратом,

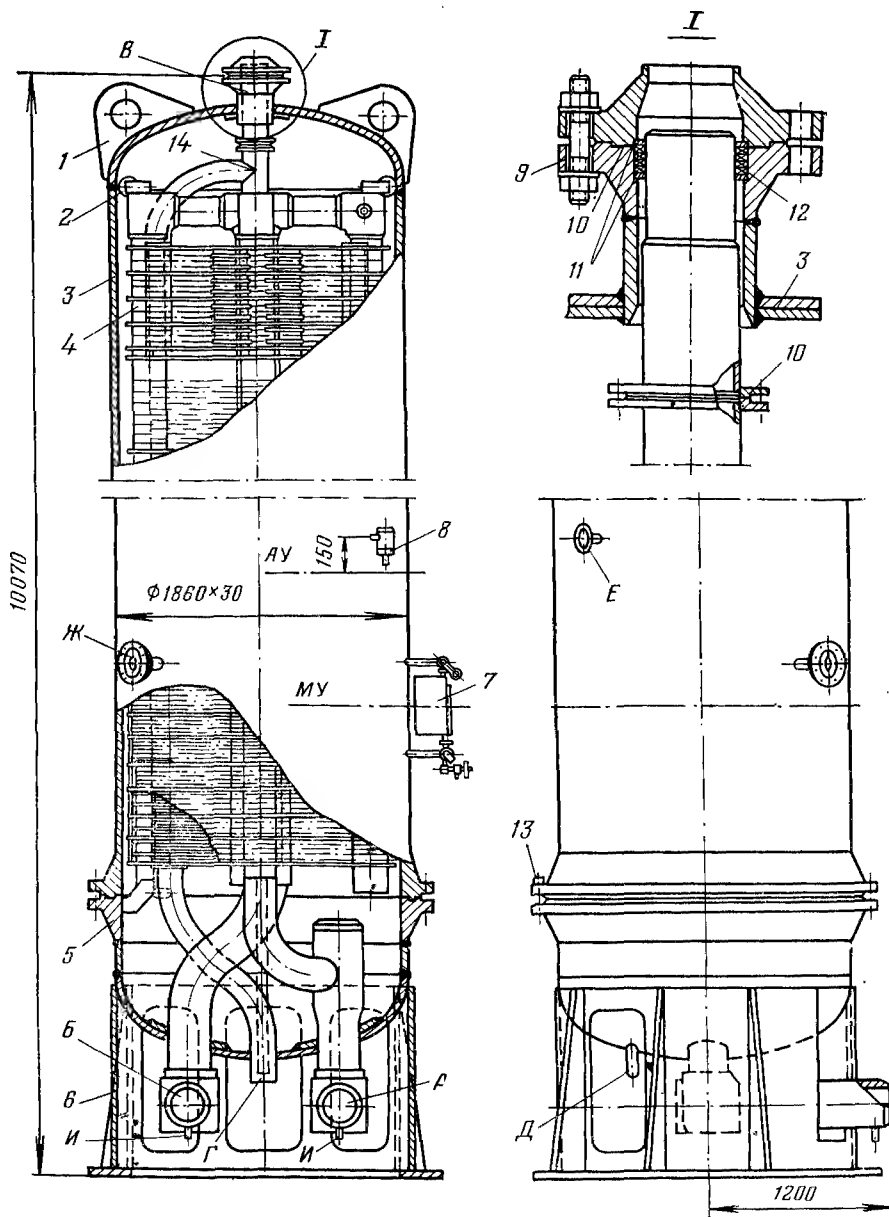


Рис. 7-19. Подогреватель высокого давления типа ПВ-600-380-41.

1 — рым для подъема корпуса; 2 — направляющие рольки; 3 — корпус; 4 — трубная система; 5 — нижняя крышка; 6 — опора; 7 — водоуказательный прибор; 8 — конденсационный бачок аварийного сигнализатора уровня; 9 — фланец паровой патрубку; 10 — паранитовая прокладка; 11 — подкладные кольца; 12 — набивка из асбестопроволочного шнура; 13 — шпильки; 14 — паропроводящая труба; МУ — минимальный уровень конденсата в корпусе; АУ — аварийный уровень конденсата; А, Б — вход и выход питательной воды; В — вход греющего пара; Г — выход конденсата греющего пара из охладителя дренажа; Д — отсос воздуха; Е — впуск воздуха из вышерасположенного подогревателя; Ж — впуск конденсата греющего пара из вышерасположенного подогревателя; И — опорожнение трубной системы.

показанным на рис. 7-18, заключающиеся в организации подвода питательной воды и греющего пара (рис. 7-19). В этих теплообменниках вода подается сни-

зу и водяные коллекторы приварены к днищу корпуса. Пар подается в верхнюю часть подогревателя, причем конструкция соединения паровой трубы с корпусом дает возмож-

ность отъединять эту трубу и поднимать кожух подогревателя, оставляя на месте всю тяжелую трубную систему. Применение такой конструкции облегчает ремонтные работы и профилактический осмотр трубной системы ПВД.

При эксплуатации первых блоков на сверхкритические параметры пара возникли определенные трудности с уплотнением фланцев горизонтального разъема корпусов ПВД. При большой скорости прогрева корпуса, а также при других нарушениях стационарного термического состояния подогревателя плотность фланцевого соединения нарушалась и корпуса подогревателей пропаривали. В настоящее время для уплотнения разъема ПВД применяются мембранные уплотнения, обеспечивающие полную герметичность этого узла (рис. 7-20). Эти уплотнения вырезаются из листового железа, привариваются к фланцам корпуса, а затем свариваются между собой. При ремонте подогревателя это соединение разрезается автогеном. Такие уплотнения в дальнейшем предполагается устанавливать и на ПНД крупных блоков.

Каждый из ПВД обеспечивается комплектом арматуры автоматического регулирования и защиты по верхнему предельному уровню конденсата. Аппаратура автоматического регулирования поддерживает нормальный уровень конденсата в корпусе, выпускает избыток конденсата в дренажную линию, не допуская при этом проскоков пара. Эта аппаратура также включает автоматическое защитное устройство, предохраняющее корпус подогревателя от переполнения водой. Повышение уровня в ПВД вследствие

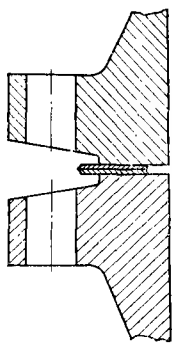


Рис. 7-20. Схема мембранного уплотнения ПВД.

разрыва трубок может привести к серьезным авариям. Прежде всего вода, заполнив корпус подогревателя, через линию регенеративного отбора может попасть в турбину, вызвав тяжелые поломки лопаточного аппарата. Кроме того, при закрытии обратного клапана на отборе корпус подогревателя может быть поставлен под полное давление питательного насоса, на которое он не рассчитан.

В современных установках существует групповая защита подогревателей высокого давления от превышения уровня конденсата. Эта защита отключает всю группу ПВД при превышении уровня воды в любом из подогревателей. Схема автоматического отключения группы ПВД представлена на рис. 7-21. Она работает следующим образом: при переполнении любого из корпусов ПВД импульс от датчика уровня поступает на соленоидные клапаны и открывает подачу конденсата на гидравлический сервомотор. Сервомотор закрывает впускной клапан, и вода направляется по обводной линии. Обратный клапан, не поддерживаемый восходящим потоком воды, задает, и группа подогревателей оказывается отключенной.

В современных блочных установках, помимо защит, отключающих группу ПВД, устанавливаются защиты, отключающие блок при дальнейшем повышении уровня воды в подогревателе. Импульс для срабатывания этой защиты берется по показаниям двух уровнемеров, один из которых действует в системе защиты по первому уровню. При срабатывании этой защиты налагается запрет на включение питательных насосов.

Помимо защиты от переполнения подогревателей на энергоблоках существует автоматика переключения дренажей ПВД и ПНД. При сбросах нагрузки или пуске агрегата, когда деаэратор питается паром от постороннего источника, а давление в первом по ходу воды ПВД

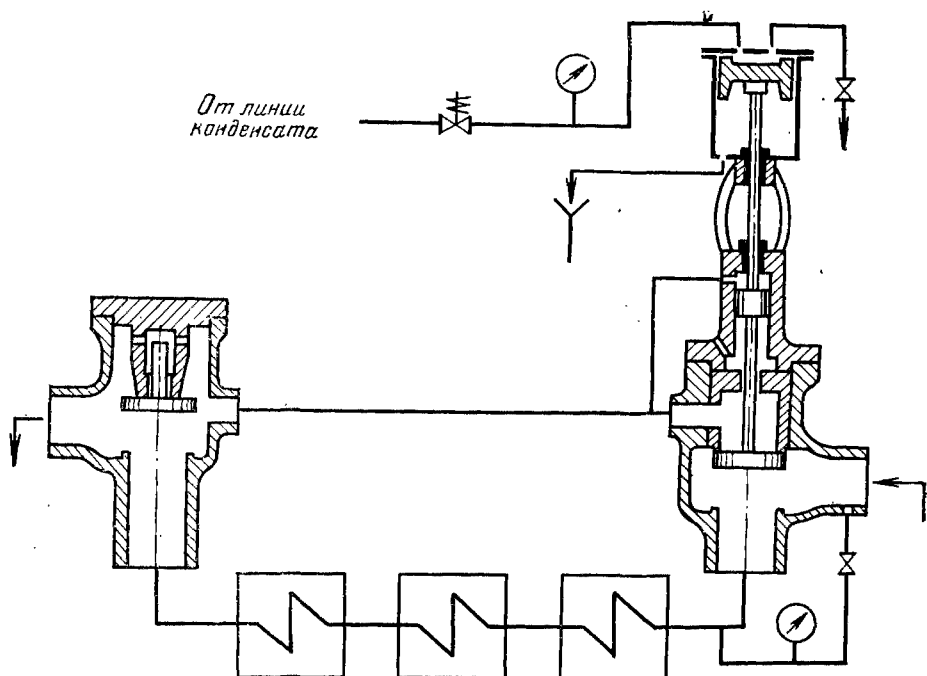


Рис. 7-21. Схема защиты ПВД от переполнения.

мало для подачи дренажа греющего пара в деаэратор, автоматически открывается клапан перепуска дренажей в последний по ходу воды ПНД. Кроме того, имеется автоматический аварийный сброс дренажа ПНД № 2 в конденсатор в случае отказа в работе сливного насоса.

Сетевые подогреватели, применяемые в СССР, выполняются двух типов: вертикальные и горизонтальные. Подогреватели вертикального типа, использующиеся в сравнительно маломощных теплофикационных установках, по своей конструкции мало отличаются от регенеративных подогревателей низкого давления. Самая существенная особенность заключается в том, что в отличие от ПНД, имеющих U-образные трубки, в сетевых подогревателях применяются прямые трубки, завальцованные с обеих сторон в трубные доски. Это облегчает чистку трубной системы с водяной стороны. Нижняя трубная доска с водяной камерой не закреплена в корпусе и имеет возможность

перемещаться при температурных деформациях трубного пучка.

Горизонтальные сетевые подогреватели выполняются в комплекте с мощными теплофикационными турбинами современного типа. Горизонтальные подогреватели (рис. 7-22) выполняются с поверхностью нагрева до 4000—5000 м² для конденсации 250—350 т/ч пара (турбина типа Т-250-240 УТМЗ). Подогреватели горизонтального типа размещаются под корпусом турбины. Соединительный патрубок при этом имеет минимальную длину, что очень важно, если учитывать большое сечение патрубка. По своей конструкции и характеристикам сетевые подогреватели горизонтального типа близки к конденсаторам турбин средней мощности.

в) Пуск, останов и нормальная эксплуатация регенеративных подогревателей

Подогреватели могут включаться и отключаться при пуске и останове турбоагрегате, а также при

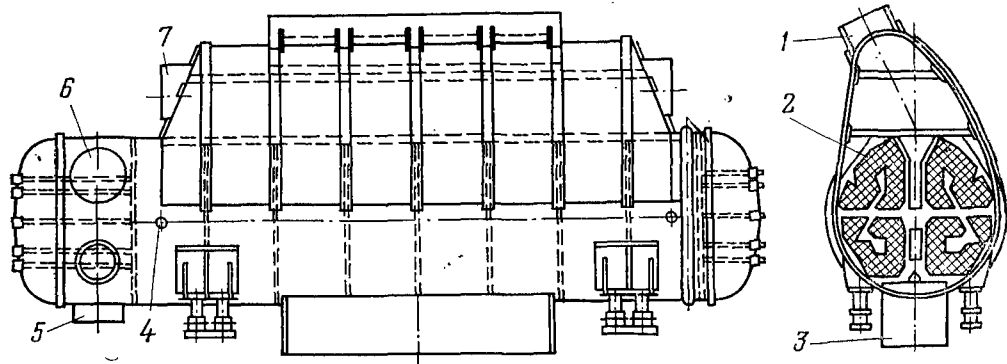


Рис. 7-22. Горизонтальный теплофикационный подогреватель.

1 — патрубок для подвода греющего пара; 2 — трубная система; 3 — конденсатосборник; 4 — труба для отсоса паровоздушной смеси; 5 — патрубок для подвода сетевой воды; 6 — патрубок для отвода сетевой воды; 7 — патрубок для выхлопа пара в атмосферу.

выводе его в ремонт и вводе в эксплуатацию после ремонта. При нормальном пуске турбоагрегата подогреватели низкого давления с момента пуска конденсатного насоса включаются по пару и воде. Сливной насос при этом не работает, и все дренажи направлены в конденсатор. Подогреватели высокого давления включаются, как правило, после набора нагрузки и появления в верхних отборах избыточного давления.

В принципе ПВД можно включать по пару с самого начала пуска турбины. В этом случае прогрев подогревателей будет производиться совместно с прогревом турбины. Однако очень часто ПВД создают большой присос воздуха в вакуумную систему, что не позволяет иногда набрать вакуум, необходимый для пуска турбины. В ряде случаев приходится по этой причине отключать и верхние ПНД, не обладающие достаточной воздушной плотностью. Все отключенные подогреватели затем включаются в работу при появлении в отборах избыточного давления.

По мере роста нагрузки включается сливной насос, слив дренажа соответствующего подогревателя в конденсатор закрывается, дренажи первого по ходу воды ПВД переключаются на деаэратор.

В процессе пуска необходимо следить за уровнем воды в корпусах подогревателей и за работой регуляторов уровня. Перед пуском турбины необходимо опробовать защиту ПВД от переполнения.

Вывод из работы регенеративных подогревателей при останове турбины производится в обратной последовательности. При хорошей плотности парового пространства подогревателей турбину можно остановить с включенной по пару и воде системой регенерации.

Отключение какого-либо подогревателя в ремонт производится в следующей последовательности:

- а) прекращается подача греющего пара;
- б) открывается задвижка обвода воды помимо подогревателя;
- в) закрываются задвижки входа и выхода воды;
- г) отключаются дренажные линии и линии отсоса воздуха.

Включение в работу подогревателя после ремонта производится в следующем порядке:

- а) трубная система через впускную задвижку или ее байпас заполняется водой, и производится ее опрессовка. Плотность системы проверяется по отсутствию течи из дренажа корпуса или по водомерному стеклу;

б) открываются задвижки на входе и выходе воды;

в) закрывается задвижка на обводной линии;

г) открывается отсос воздуха из корпуса подогревателя;

д) производятся прогрев и дренирование паропровода греющего пара;

е) прогревается корпус подогревателя;

ж) открывается паровая задвижка, и после появления уровня конденсата в водоуказательном стекле открывается дренажная линия и включается регулятор уровня.

Прогрев корпусов ПВД мощных блоков следует производить с большой осторожностью, чтобы не вызвать значительных температурных напряжений и коробления фланцев. Для контроля за прогревом корпуса подогревателя необходимо следить за скоростью роста температуры питательной воды или температуры насыщения греющего пара. Эти величины регламентируются местными инструкциями по эксплуатации.

Обслуживание регенеративной схемы в условиях нормальной работы заключается в наблюдении за состоянием работающего оборудования и параметрами, характеризующими его работу, в устранении отклонений от нормального режима работы, в производстве профилактических мероприятий и в систематическом опробовании защит и блокировок.

В условиях нормальной эксплуатации важнейшими показателями работы подогревателя являются величина нагрева воды и величина недогрева воды до температуры насыщения греющего пара (последняя величина характерна для подогревателей без пароохладителей, поскольку при наличии пароохладителя температура подогрева воды может превышать температуру насыщения греющего пара). Отклонение этих величин от расчетных указывает на ненормальную работу подогревателей. При этом следует

отметить, что расчетные величины нагрева воды в подогревателях и недогрева ее до температуры насыщения будут иметь место только при номинальной нагрузке турбогенератора. При пониженных нагрузках давления в отборах упадут и нагрев воды в подогревателях (за исключением деаэратора) снизится. Снижение нагрева в схеме регенерации низкого давления приведет к увеличению нагрузки на деаэратор; снижение нагрева в подогревателях высокого давления приведет к понижению температуры питательной воды, поступающей в котел.

Так же резко меняется режим работы группы подогревателей при отключении одного из них по пару. В этом случае верхний подогреватель оказывается перегруженным, величина нагрева воды в нем увеличится, а величина недогрева возрастет. В нижний подогреватель в больших количествах будет поступать высокопотенциальный дренаж из верхнего подогревателя, что приведет к уменьшению расхода пара из отбора. В этом случае величина нагрева также увеличится, причем недогрев воды может иметь отрицательное значение, т. е. температура воды на выходе из подогревателя может оказаться выше температуры насыщения отборного пара.

Здесь следует, кстати, отметить, что не всегда уменьшение недогрева является положительным фактором. Если уменьшение недогрева является следствием увеличения коэффициента теплопередачи в подогревателе, то это безусловно повышает экономичность установки. Если же уменьшение недогрева происходит за счет проскока пара из верхнего подогревателя через воздушную линию или линию слива дренажа, то экономичность установки будет ухудшаться из-за вытеснения низкопотенциальных отборов пара высокопотенциальными.

При эксплуатации регенеративных и сетевых подогревателей необ-

ходимо следить за уровнем конденсата и за исправной работой конденсатоотводчиков и регуляторов уровня. Не допускается работа при отсутствии уровня, а также при слишком высоком уровне в корпусе подогревателя. В первом случае возможен пропуск пара в нижний подогреватель, во втором — уменьшается поверхность основной (конденсационной) части подогревателя, что может послужить причиной недогрева питательной воды.

Не следует допускать работу подогревателя с полным открытием клапана регулятора уровня ПВД. Это может вызвать срабатывание защиты ПВД от переполнения при переменных нагрузках.

В обязанности обслуживающего персонала входит систематическое опробование: сигнализации повышения уровня в ПВД, работы обратных клапанов отбора, АВР сливных насосов. Не реже 1 раза в 3 мес. производится опробование защиты ПВД от переполнения по I и II пределам. Опробование защиты по I пределу производится замыканием контактов уровнемера. При этом проверяется работа водозапорной арматуры и сигнализации. Перед испытанием эксплуатационный персонал должен быть предупрежден о временном понижении температуры питательной воды. Опробование защиты по II пределу, вызывающей останов блока, производится с переводом импульса на сигнал.

г) Неисправности регенеративных подогревателей

Неисправности элементов системы регенерации существенно влияют на экономичность всей турбоустановки, вследствие чего устранение их должно производиться в возможно короткий срок. Этому способствует и то обстоятельство, что вывод в ремонт регенеративных подогревателей не связан с остановкой турбины, а может производиться при работающем агрегате.

Основные неисправности, их причины и способы устранения приводятся в табл. 7-5.

7-4. ИСПАРИТЕЛИ

Испарительные установки служат для восполнения потерь конденсата на электростанциях [72].

Испаритель представляет собой поверхностный теплообменник, где испаряется вода, образуя вторичный пар, конденсат которого (дистиллят) восполняет потери рабочего тела в паросиловом цикле. Получаемый дистиллят почти свободен от примесей и по качеству близок к конденсату турбин. Кипящая вода (концентрат) вследствие упаривания имеет очень высокое солесодержание, во много раз превосходящее солесодержание исходной воды. Нагрев и испарение воды в испарителе осуществляются за счет тепла пара, поступающего из отбора турбины (первичный пар). Конденсация вторичного пара производится в специальных поверхностных теплообменниках, включенных в тепловую схему турбины и охлаждаемых основным конденсатом. Такой теплообменник называется конденсатором испарителя.

Несмотря на то, что тепло, затраченное на парообразование исходной воды в испарителе, за исключением потери рассеяния, полностью возвращается в цикл в конденсаторе испарительной установки, здесь имеет место энергетическая потеря, обусловленная теплопередачей через стенку при определенном температурном напоре (10—25°C). Вследствие этого вторичный пар имеет более низкое давление по сравнению с первичным.

Энергетическую потерю можно существенно уменьшить рациональным включением испарителя и его конденсатора в регенеративную схему турбины. Кроме того, экономичность установки можно повысить при переходе на двухступенчатую схему испарения. При этой схеме вторичный пар первого испарителя является первичным (греющим) паром второго испарителя. С увели-

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Недостаточный нагрев воды в подогревателе	а) Загрязнение трубной системы с паровой или водяной стороны б) Наличие воздуха в паровом пространстве подогревателя в) Перетечки пара в зазорах между направляющими перегородками и корпусом г) Дросселирование пара в подводящей трубе д) Пропуски воды через клапаны обводных линий	а) Сделать химическую промывку с паровой и водяной стороны б) Уплотнить подогреватель, работающие под вакуумом. Проверить схему отсоса воздуха. В случае необходимости отказаться от каскадной схемы удаления воздуха и перейти на схему индивидуального удаления воздуха от каждого подогревателя. В качестве временной меры заменить ограничительные шайбы на линиях отсоса воздуха на больший диаметр. Впоследствии ликвидировать неплотности в) Уплотнить зазоры между направляющим аппаратом и корпусом г) Проверить положение запорной задвижки и обратного клапана. Устранить дросселирование пара в этих элементах д) Отреэвизовать клапаны, устранить пропуски воды
Повышенная величина недогрева	Пункты „а“—„д“ предыдущего абзаца, а также: е) Отключение нижнего подогревателя или малый нагрев воды в нем ж) Пропуск воды по байпасной линии нижнего подогревателя	е) Ввести в работу нижний подогреватель. Увеличить нагрев в нижнем подогревателе ж) Отреэвизовать байпасную задвижку на водяной линии нижнего подогревателя. Устранить пропуск воды
Высокий уровень конденсата	а) Разрыв водяных труб б) Засорение импульсных линий регулятора уровня. Неправильная работа конденсатоотводчика в) Перегрузка подогревателя	а) Заглушить или заменить поврежденные трубы б) Отрегулировать работу регулятора уровня или конденсатоотводчика в) Разгрузить подогреватель открытием байпаса на водяной линии
Низкий уровень конденсата (отсутствие уровня)	Засорение импульсных линий регулятора уровня. Неправильная работа конденсатоотводчика	Отрегулировать работу регулятора уровня или конденсатоотводчика
Гидравлические удары в подводящих паропроводах	Наличие воды (конденсата) в паропроводе при пуске	Обеспечить качественный дренаж нижних точек паропровода. Вести тщательный прогрев подводящего паропровода при пуске подогревателя

Неисправность	Причина неисправности	Способ устранения
Увеличение гидравлического сопротивления подогревателя	а) Занос трубок с водяной стороны продуктами коррозии б) Неполное открытие (заклинивание) водяной арматуры	а) Обеспечить работу с низким содержанием коррозионно-активных газов в конденсате б) Проверить и отремонтировать водяную арматуру подогревателя
Частые поломки водяных труб, образование течей	а) Вибрация трубок под действием парового потока б) Эрозия трубок при больших скоростях парового потока в) Блуждающие токи и гальванические пары	а) Увеличить жесткость трубного пучка, уменьшить зазоры между трубным пучком и направляющей перегородкой б) Установить отбойные щитки на участках трубного пучка, подвергающихся интенсивной эрозии. Уменьшить скорости парового потока путем изменения расположения направляющих перегородок в) Устранить блуждающие токи и гальванические пары
Вибрация корпуса подогревателя	Вибрация трубной системы при чрезмерной перегрузке из-за отключения нижнего подогревателя	Снизить паровую нагрузку подогревателя обводом части воды через байпасную линию

чением числа ступеней испарительной установки количество дистиллята, получаемого с 1 кг пара, отобранного из турбин, возрастает. Поэтому очевидно, что при сравнении одноступенчатой и многоступенчатой установок, работающих при одном и том же температурном перепаде, более экономичной оказывается многоступенчатая установка.

Однако увеличение числа ступеней приводит к усложнению и удорожанию установки и может быть оправдано только при значительных потерях конденсата. На современных крупных электростанциях, где потери конденсата не превосходят 1,5%, применяются в основном одноступенчатые установки. В ряде случаев два одноступенчатых испарителя устанавливаются на разных отборах турбины (энергоблоки К-200-130, К-800-240-1).

Поверхностные испарители по конструктивному выполнению разделяются на горизонтальные и вертикальные. По компоновочным соображениям в настоящее время заводами выпускаются для электрических станций только испарители вертикального типа.

Вертикальный испаритель (рис. 7-23) состоит из цилиндрического стального корпуса 1 с приваренными штампованными днищами. Поверхность нагрева испарителя

образуется стальными вертикальными трубками 3, развальцованными в верхней и нижней трубных досках 2, 4. Трубные доски приварены по окружности к цилиндрической сварной камере 10. Камера с трубными досками и трубным пучком подвешена на кронштейнах под уровнем воды в испарителе. Между греющей секцией и корпусом испарителя имеется кольцевой проход для воды 9. Трубки греющей секции омываются снаружи греющим паром, поступающим через патрубок 7. Конденсат греющего пара удаляется из нижней части греющей секции. Вторичный пар отводится через патрубок 6, расположенный в верхней части испарителя и снабженный сепарирующим устройством. Над греющей секцией расположено пеноразмывочное устройство 5, представляющее собой кольцеобразное корыто, в нижней части которого расположена кольцевая труба. Питательная вода по трубе 8 поступает в кольцевую трубу пеноразмывочного устройства и оттуда через отверстия, равномерно распределенные по всей трубе, в размывочное корыто. Из пеноразмывочного корыта вода стекает на зеркало испарения.

Испаритель имеет линии непрерывной и периодической продувки. Непрерывная продувка осуществляется из-под зеркала испарения воды, периодическая — из нижней точки испарителя. Паровое пространство

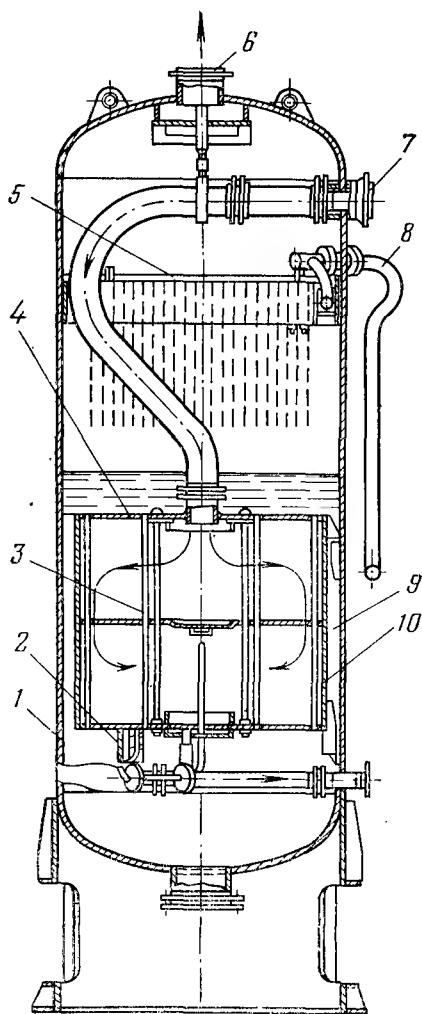


Рис. 7-23. Вертикальный испаритель типа ИСВ.

греющей секции соединено с паровым пространством испарителя трубкой с вентилем для отвода из греющей секции воздуха и других неконденсирующихся газов. Уровень в корпусе испарителя поддерживается регулятором уровня поплавкового типа, уровень конденсата первичного пара — поплавковым конденсатоттоводчиком. Испаритель снабжен указателями уровня воды и манометрами, показывающими давление греющего и вторичного пара.

Рассмотренная выше конструкция испарителя типа ИСВ нашла

весьма широкое распространение в установках с начальным давлением до 8,83 МПа (90 кгс/см²), однако с переходом на более высокие температуры пара эти испарители были реконструированы, поскольку качество дистиллята этих аппаратов не соответствовало возросшим требованиям к качеству добавочной воды. Реконструкция испарителей в основном коснулась паропромывочного устройства. Имеющееся в старых конструкциях испарителей пеноразрывное устройство не могло предотвратить уноса капелек воды с высоким содержанием. Этот унос и определял низкое качество получаемого дистиллята.

Применение барботажного способа промывки пара резко улучшило качество дистиллята и позволило применять его для подпитки систем с барабанными котлами при начальном давлении до 13,75 МПа.

Метод барботажной промывки заключается в том, что вторичный пар испарителя барботирует через слой химически очищенной воды и освобождается от солей, захваченных с уносом. Барботажное устройство представляет собой дырчатый лист, на который подается промывочная вода в количестве 4—5% производительности аппарата. С промывочного листа вода переливается через пороги высотой 60 мм, расположенные равномерно по окружности у стенки корпуса, и по вертикальным трубкам попадает в опускающую часть контура циркуляции, т. е. зазор между греющей секцией и корпусом. Барботажное паропромывочное устройство устанавливается взамен паропромывочных корыт над греющей секцией.

Испарители, оборудованные паропромывочными дырчатыми листами, позволяют иметь хорошее качество дистиллята при значительном содержании рабочей воды в испарителе. Это позволяет уменьшить продувку и увеличить тем самым экономические показатели установки. Отметим, что у испарителей

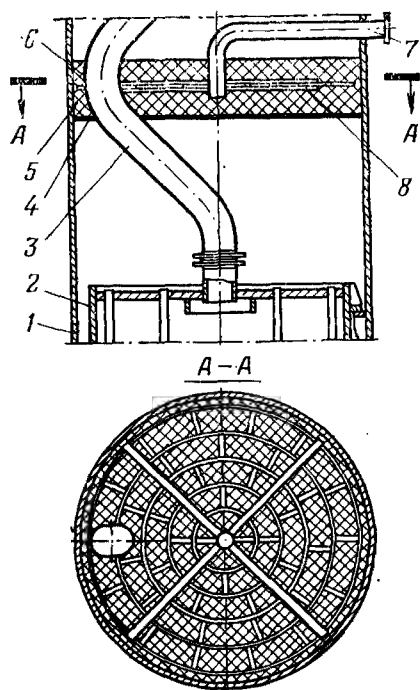


Рис. 7-24. Схема паропромывочного устройства с орошаемой набивкой.

1 — корпус испарителя; 2 — греющая секция; 3 — подвод греющего пара; 4 — сетка; 5 — слой орошаемой набивки; 6 — слой неорошаемой набивки; 7 — подвод питательной воды; 8 — решетка.

с барботажной промывкой пара качество дистиллята в основном зависит от качества промывочной воды.

Еще более эффективным является паропромывочное устройство с орошаемой набивкой. В качестве набивки применяются керамические кольца Рашига. Схема такого паропромывочного устройства представлена на рис. 7-24. Нижний слой набивки высотой 200—300 мм размещается на дырчатом листе и орошается питательной водой. Верхний неорошаемый слой служит для очистки пара от капель промывочной воды. Такая конструкция промывочного устройства позволяет иметь высокое качество дистиллята даже при значительном солесодержании промывочной воды.

Переход на сверхкритические параметры потребовал резкого повышения качества дистиллята, что

привело к дальнейшему усовершенствованию паропромывочных устройств. Были разработаны испарители с двухступенчатой промывкой вторичного пара, которые выдавали дистиллят, способный по своему качеству конкурировать с добавочной водой, полученной методом глубокого обессоливания.

Испарительная часть такого аппарата (рис. 7-25) практически осталась без изменений. Вторичный пар проходит промывку сначала в первой ступени промывочного устройства, которая представляет собой дырчатый лист или орошаемую набивку, а затем во второй ступени, состоящей из дырчатого листа. В верхней части аппарата установлен жалюзийный сепаратор, осуществляющей подсушку вторичного па-

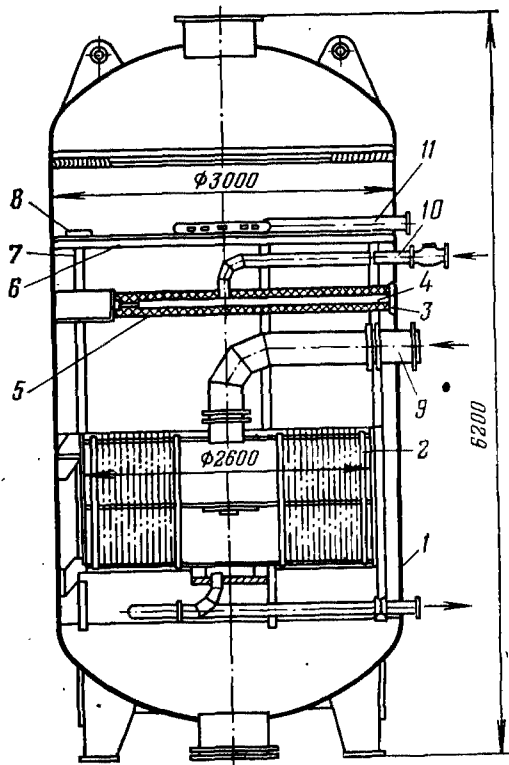


Рис. 7-25. Усовершенствованный испаритель типа ИВМ-225.

1 — корпус; 2 — греющая секция; 3 — набивка из колец Рашига; 4 — водораздающее устройство; 5 — опорный дырчатый лист; 6 — дырчатый лист; 7 — опускные трубы; 8 — переливные бортики; 9 — подвод греющего пара; 10 — подвод питательной воды; 11 — подвод конденсата на промывку.

ра. Опытная проверка различных типов двухступенчатых паропромысловых устройств показала, что испарители с орошаемой набивкой в качестве первой ступени паропромыслового устройства позволяют получить вторичный пар несколько лучшего качества [20]. Величина продувки в обоих случаях не превышает 0,5—1,0% производительности аппарата.

Технико-экономические сравнения двух способов водоприготовления (термического и глубокого обессоливания) показали, что метод глубокого обессоливания оказывается экономически оправданным при малом солесодержании исходной воды. При большом солесодержании (свыше 400 мг/кг) предпочтение следует отдать испарителям.

Основной задачей эксплуатационного персонала, обслуживающего испарительную установку, является обеспечение номинальной производительности испарителя при высоком качестве получаемого дистиллята.

Производительность испарителя зависит как от параметров греющего пара, так и от условий охлаждения пара в конденсаторе испарителя. Увеличить производительность аппарата можно либо за счет увеличения давления греющего пара, либо за счет увеличения расхода конденсата через конденсатор испарителя или уменьшения температуры охлаждающего конденсата. При полностью открытой задвижке на линии греющего пара и полном расходе конденсата через конденсатор испарителя производительность испарителя будет целиком зависеть от нагрузки турбогенератора. При понижении нагрузки давление отбора и расход конденсата в системе регенерации уменьшаются, вследствие чего уменьшится и производительность испарителя (несмотря на понижение температуры охлаждающего конденсата).

В табл. 7-6 представлена зависимость производительности испари-

тельной установки блока К-300-240 от его электрической нагрузки.

Для увеличения производительности испарительной установки при полностью открытом клапане на линии греющего пара можно искусственно уменьшить температуру охлаждающего конденсата, уменьшив подачу пара на нижний регенеративный подогреватель, расположенный перед конденсатором испарителя. Эту операцию следует производить осторожно и по возможности медленно, чтобы не вызвать за счет

Таблица 7-6

Производительность испарителя	Электрическая нагрузка блока, МВт			
	300	250	200	150
Расчетная, т/ч	21,8	19,3	16,0	12,5
В процентах от расхода пара на турбину	2,42	2,57	2,67	3,34
В процентах от номинального расхода пара на турбину	2,42	2,14	1,78	1,39

понижения давления в корпусе испарителя бурного вскипания воды. При этом может произойти затопление промывочного листа пароводяной смесью и временное, но резкое увеличение солесодержания вторичного пара, поступающего в конденсатор испарителя.

Для поддержания номинальной производительности испарителя необходимо регулярно производить химическую промывку испарительной поверхности, корпуса и паропромысловых устройств для удаления накипи. Для уменьшения коррозии и накипобразования испаритель должен снабжаться деаэрированной, химически очищенной водой. Правильный режим продувок позволяет поддерживать солесодержание конденсата на нужном уровне.

В процессе эксплуатации следует тщательно следить за работой регуляторов питания и уровнем воды в корпусе испарителя. Значи-

Неполадка в работе	Причина неполадки	Способ устранения
Недостаточная производительность испарителя	а) Занос греющей секции накипью б) Низкий уровень воды в корпусе испарителя в) Затопление конденсатом греющей секции испарителя г) Затопление конденсатом корпуса конденсатора испарителя д) Скопление воздуха в конденсаторе испарителя или в греющей секции е) Засорение накипью отверстий промывочного листа ж) Снижение температуры химически очищенной воды, подаваемой в испаритель	а) Очистить греющую секцию. Произвести химическую промывку поверхности нагрева б) Отрегулировать работу автомата питания. Проверить работу поплавкового регулятора уровня в) Отрегулировать работу регулятора уровня конденсата греющего пара г) Отрегулировать работу регулятора уровня или дистиллятного насоса. Проверить плотность трубной системы конденсатора испарителя и устранить течи д) Проверить положение вентиля на отсосе воздуха из конденсатора испарителя и из греющей секции е) Очистить от накипи и загрязнений промывочный лист ж) Довести температуру воды, подаваемой в испаритель, до расчетной величины
Ухудшение качества дистиллята	а) Высокий уровень воды в корпусе б) Низкий уровень воды в корпусе в) Высокое солесодержание промывочной воды г) Вспенивание воды из-за чрезмерного содержания солей. Заброс пены на промывочный лист д) Перегрузка испарителя сверх допустимой величины. Заброс струи воды на большую высоту е) Резкое нагружение испарителя ж) Недостаточная подача промывочной воды з) Занос солями отверстий паропромывочного листа	а) Отрегулировать работу автомата питания. Проверить работу поплавкового регулятора уровня б) Отрегулировать работу автомата питания. Проверить работу поплавкового регулятора уровня в) Обеспечить высокое качество промывочной воды г) Обеспечить правильный режим продувок. Снизить солесодержание рабочей воды д) Снизить нагрузку испарителя е) Снизить скорость нагружения ж) Отрегулировать расход воды на паропромывочное устройство з) Сделать промывку паропромывочного устройства чистым конденсатом
Вибрация испарителя	а) Ослабление крепления греющей секции или паропромывочного устройства б) Засорение паропромывочного устройства. Большое сопротивление прохождению вторичного пара	а) Усилить крепление греющей секции и паропромывочного устройства б) Очистить паропромывочное устройство
Гидравлические удары при пуске испарителя	а) Недостаточный прогрев подводящего паропровода и греющей секции	а) Обеспечить надлежащий прогрев паропровода и нагревательной поверхности

тельное отклонение уровня от номинального может служить причиной ухудшения качества дистиллята. При повышенном уровне может происходить заброс воды на промывочный лист вследствие уменьшения парового пространства над уровнем жидкости. При пониженном уровне происходит «прострел» парового пространства из труб греющей секции из-за отсутствия демпфирующего слоя воды над греющей секцией.

Следует отметить, что работа автоматов питания, поплавковых регуляторов уровня и водомерных стекол в условиях высокого соле-содержания воды происходит в тяжелых условиях. Эксплуатационному персоналу необходимо вести постоянное наблюдение за этими узлами, производя расхаживание подвижных элементов и систематическую продувку импульсных линий и водомерных стекол.

Необходимо учитывать, что при одном и том же весовом уровне (по водоуказательному стеклу) физический (действительный) уровень в испарителе находится на различной высоте. Его положение тем выше, чем больше нагрузка испарителя и выше солесодержание воды в испарителе. При возникновении пенообразования над греющей секцией физический уровень в корпусе испарителя возрастает еще больше. Это говорит о том, что показания водоуказательного стекла не могут в полной мере однозначно характеризовать положение действительного уровня в корпусе испарителя. Основные неполадки в работе испарительной установки рассмотрены в табл. 7-7.

7.5. КОНДЕНСАТНЫЕ И ЦИРКУЛЯЦИОННЫЕ НАСОСЫ

а) Конденсатные насосы

Конденсатные насосы служат для откачки конденсата из конденсатора и подачи его через обессоливающую установку, систему регенерации низкого давления и пароструй-

ный эжектор в деаэратор. В зависимости от мощности турбоагрегата устанавливаются два, три или даже четыре конденсатных насоса; один из них является резервным и включается по системе АВР.

Общая производительность насосов определяется максимальным расходом конденсата турбины с учетом подвода в конденсатор дренажей, химически очищенной воды и т. п. Производительность конденсатных насосов конденсационных турбин выбирается по условиям летнего периода с учетом ухудшения вакуума и увеличения расхода пара на турбину в это время. Производительность конденсатных насосов теплофикационных турбин выбирается по конденсационному режиму их работы в летнее время.

Энергоблоки сверхкритических параметров, оборудованные блочными обессоливающими установками (БОУ), имеют двухступенчатую систему откачки конденсата из конденсатора и подачи его в деаэратор. Первую ступень составляют конденсатные насосы обессоливающей установки, подающие конденсат из конденсатора в БОУ. Конденсатные насосы второго подъема подают конденсат через систему регенерации низкого давления в деаэратор.

Особенность работы конденсатного насоса заключается в том, что он откачивает жидкость, температура которой близка к температуре насыщения. Это создает условия для срыва работы насоса и возникновения кавитационных явлений.

Изменить условия всасывания можно лишь увеличением высоты подпорного столба жидкости на всасе насоса и переходом на понижение числа оборотов. Однако первое условие связано со значительным заглублением насосного агрегата относительно уровня конденсата в конденсаторе, что увеличивает капитальные затраты по сооружению установки. Выполнение второго условия приводит к увеличению веса и

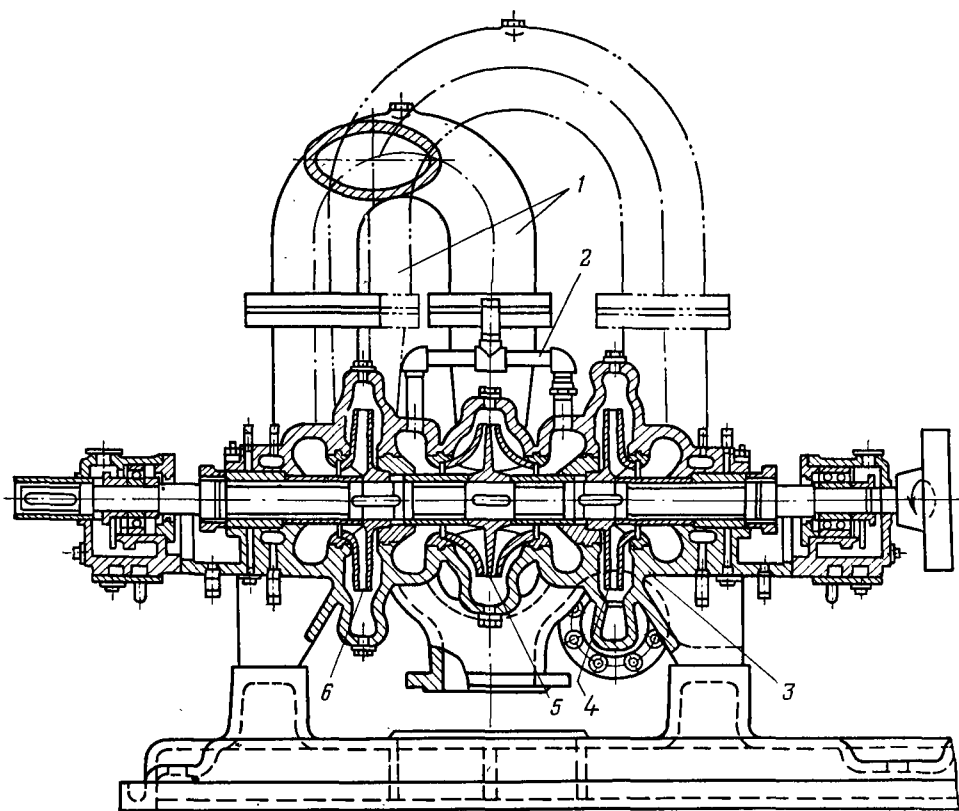


Рис. 7-26. Горизонтальный конденсатный насос типа КСД.
1 — перепускные трубы; 2 — отвод воздуха в конденсатор; 3 — корпус насоса; 4—6 — элементы ротора.

габаритов самого насоса и его электропривода.

В настоящее время конденсатные насосы блочных установок выполняются с подпором порядка 1,6—4,5 м и частотой вращения 960—1480 об/мин. Эта частота вращения является довольно высокой для конденсатных насосов, что требует создания рабочих органов первой ступени с высокой всасывающей способностью и стойкостью к кавитации.

Конденсатные насосы выполняются горизонтального и вертикального типа.

Горизонтальные насосы типа КСД (рис. 7-26) по своей конструкции значительно отличаются от ранее применявшихся старых конденсатных насосов. Первая ступень этого насоса расположена в центре

агрегата. Вода после первой ступени с помощью внешних перепускных труб подводится к остальным ступеням насоса. По сравнению с насосами традиционных конструкций этот агрегат имеет ряд важных эксплуатационных преимуществ. К ним относятся: а) отсутствие сальников, находящихся под вакуумом; б) уравнивание осевых усилий на валу насоса; в) отсутствие сальников, находящихся под полным рабочим давлением насоса; г) улучшение антикавитационных характеристик первой ступени за счет установки двухпоточного колеса и уменьшения за счет этого диаметра всасывающего кольца насоса и, следовательно, скорости движения конденсата.

Определенным недостатком насосов этого типа является увели-

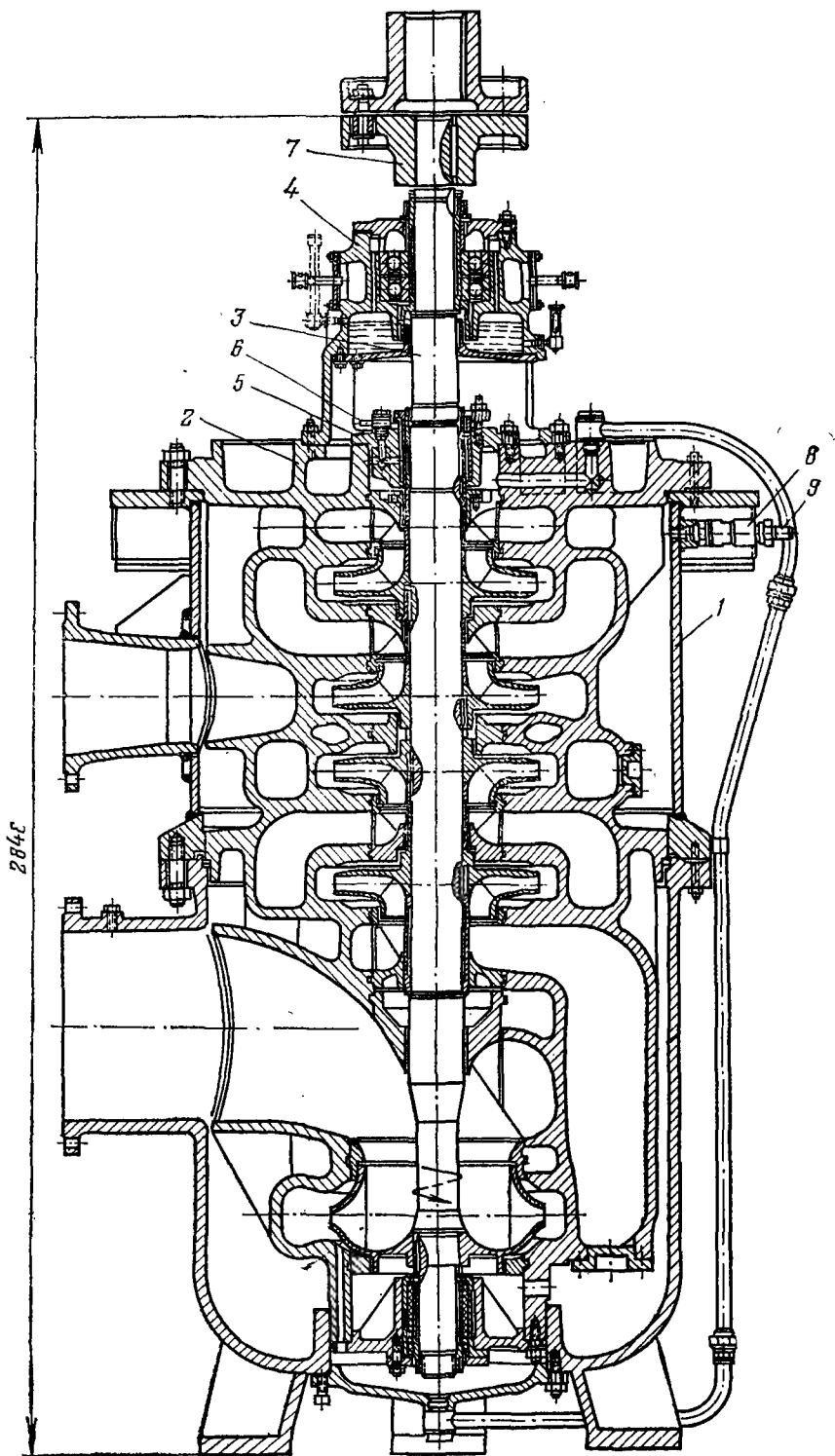


Рис. 7-27. Вертикальный конденсатный насос типа КсВ.

1 — внешний корпус; 2 — внутренний корпус; 3 — вал; 4 — упорный подшипник; 5 — сальник; 6 — вентиль конденсата к сальнику; 7 — муфта насоса; 8 — клапан; 9 — ствол воздуха в паровое пространство конденсатора.

чение габаритов и веса агрегата ввиду наличия внешних перепускных труб.

С этой точки зрения большие преимущества имеют новые вертикальные насосы типа КсВ, применяемые для современных мощных турбоагрегатов (рис. 7-27). Все насосы этой серии, за исключением насоса 12КсВ-9×4, работающего с блоком К-200-130, не имеют внешних перепускных труб. Перевод жидкости от одной группы колес к другой осуществляется по литым каналам, выполненным во внутреннем корпусе. Благодаря вертикальному расположению вала и отсутствию внешних перепускных труб эти агрегаты занимают мало места, что весьма облегчает компоновку вспомогательного оборудования, современных мощных агрегатов.

У этих насосов, как и у насосов типа КсД, для уравнивания осевого усилия рабочие колеса сгруппированы и повернуты всасывающими элементами в разные стороны. Со стороны всасывания насос не имеет выхода вала наружу, что исключает подсосы воздуха и утечки воды. Нижний опорный подшипник — резинометаллический. Смазка и охлаждение подшипника осуществляются конденсатом, который отбирается от одной из промежуточ-

ных ступеней и по трубкам подводится к подшипнику. Верхний опорно-упорный подшипник (рис. 7-28) предназначен для восприятия веса и остаточных неуравновешенных осевых усилий ротора. Сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники установлены в корпусе подшипника и фиксируются в нем торцевой крышкой. В корпусе подшипника расположены также масляная ванна и полости для охлаждающей воды. Вращающейся втулкой с винтовой нарезкой масло из масляной ванны подается на подшипники, а затем через отверстия сливается обратно.

Уплотнение ротора насоса осуществляется мягкой сальниковой набивкой. Для организации гидрозатвора во избежание подсоса воздуха через неработающий насос между набивкой установлено плавающее кольцо, к которому подается конденсат с давлением 0,147—0,205 МПа (1,5—2,5 кгс/см²). На установках, работающих с ухудшенным вакуумом, устанавливаются насосы 12КсВ-9×4, способные перекачивать конденсат с температурой до 120°C. Для этих условий во внутреннем корпусе предусмотрены камеры для охлаждения сальника, к которым подается охлажденная химически очищенная вода.

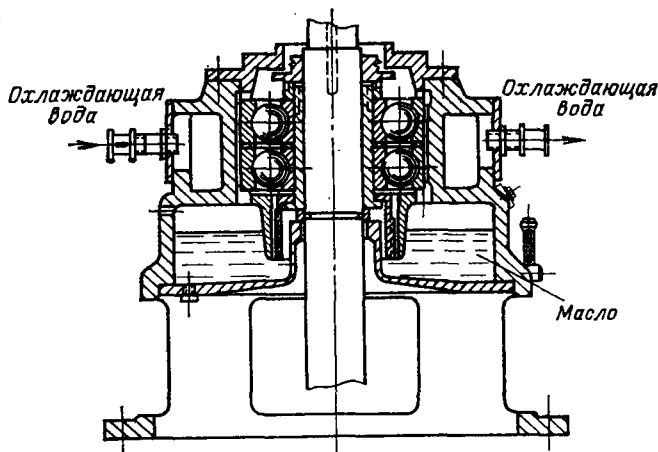


Рис. 7-28. Верхний опорно-упорный подшипник конденсатного насоса.

Удаление воздуха из внутренних полостей насоса осуществляется в воздушное пространство конденсатора по специальной трубке с вентилем. Рабочие колеса насоса изготовлены из чугуна. Рабочее колесо первой ступени, работающее в наиболее тяжелых условиях, изготавливается из нержавеющей стали и подвергается специальной термообработке. Для улучшения всасывающей способности и уменьшения кавитационных явлений рабочее колесо первой ступени в некоторых насосах снабжается подпирющим устройством, представляющим собой многозаходный винт, установленный на валу насоса перед первым рабочим колесом. Из этих же соображений у конденсатных насосов турбины К-800-240 первая ступень выполняется двухпоточной с уменьшенным наружным диаметром колеса.

Рассмотрим некоторые вопросы, касающиеся пуска, останова и нормальной эксплуатации конденсатных насосов. При подготовке к пуску конденсатного насоса необходимо:

- а) убедиться в отсутствии ремонтных работ;
- б) проверить заземление электродвигателей и кабелей;
- в) проверить ограждение муфт насоса;
- г) собрать электросхемы приводов задвижек и регуляторов, проверить и подключить все контрольно-измерительные приборы;
- д) проверить наличие и качество смазки подшипников; при необходимости сменить или долить масло;
- е) подать воду на охлаждение подшипников насосов;
- ж) проверить плотность системы охлаждения и системы смазки;
- з) открыть задвижку на всасывающей линии;
- и) открыть вентили отсоса воздуха из насоса в конденсатор.

Пуск насоса должен производиться с закрытой задвижкой на выдаче. Исключение составляют

пуски насосов системой АВР на магистраль, находящуюся под давлением, когда пуск осуществляется с открытой задвижкой. После пуска насоса необходимо открыть задвижку на выдаче, так как длительная работа конденсационного насоса с закрытой задвижкой может вызвать «запаривание» насоса. Если насос включается в процессе пуска турбоагрегата, то должна быть включена схема рециркуляции конденсата. После пуска насоса необходимо отрегулировать уровень в конденсаторе и подключить в работу регулятор уровня.

В процессе нормальной эксплуатации конденсатных насосов необходимо:

- а) вести контроль за вибрационным состоянием агрегата;
- б) следить за температурой и уровнем масла в подшипниках, контролировать подачу охлаждающей воды к подшипникам, проверять работу смазочных колец;
- в) контролировать работу концевых уплотнений: подачу воды, нагрев грундбукс и т. д.;
- г) следить за показаниями амперметра, не допуская перегрузки двигателя по току;
- д) контролировать работу регулятора уровня в конденсаторе;
- е) следить за подачей уплотняющего конденсата на вакуумную арматуру (в том числе и на резервных насосах);
- ж) поддерживать в состоянии готовности резервный агрегат.

При длительной эксплуатации необходимо по графику чередовать работу рабочих и резервных насосов. Необходимо не реже 1 раза в месяц производить опробование АВР. Опробование АВР производить как по давлению конденсата, так и по отключению двигателя.

При останове насоса в ремонт необходимо закрыть задвижку на нагнетании, выключить электродвигатель, закрыть задвижку на всасе, закрыть вентили на отсосе воздуха, закрыть воду на охлаждение под-

Неполадка в работе	Причина неполадки	Способ устранения
Срыв насоса	а) Недостаточная высота подпора б) Большое сопротивление всасывающей линии в) Подсос воздуха через сальниковые уплотнения г) Малая подача (запаривание) д) Высокая температура откачиваемого конденсата	а) Увеличить уровень конденсата в конденсатосборнике б) Проверить положение задвижки на всасе. Открыть задвижку полностью в) Отрегулировать подачу воды на сальниковые уплотнения. Сменить сальниковую набивку г) Увеличить подачу через линию рециркуляции. Проверить работу автоматического клапана рециркуляции д) Понизить температуру конденсата или увеличить высоту подпора
Снижение напора и производительности насоса	а) Подсос воздуха во всасывающей линии б) Износ уплотнений рабочих колес в) Повреждены или засорены рабочие колеса насоса	а) Уплотнить сальники, корпус насоса, фланцевые соединения б) Отреэвизовать насос, заменить уплотнительные кольца в) Очистить рабочие колеса или заменить новыми
Вибрация агрегата	а) Нарушена центровка агрегата б) Задевания вращающихся деталей за корпус в) Разбалансировка ротора г) Большие зазоры в подшипниках	а) Проверить центровку б) Отреэвизовать насос, устранить задевания в) Отбалансировать ротор на станке г) Отреэвизовать подшипники, установить нужные зазоры
Стуки и удары в насосе	а) Кавитация б) Разрушение шарикового подшипника в) Повреждения в проточной части насоса	а) Увеличить подпор, снизить температуру конденсата б) Сменить подшипник в) Отремонтировать насос, сменить поврежденные детали
Греется опорно-упорный подшипник	а) Увеличение осевого усилия вследствие износа уплотнений рабочих колес б) Плохая центровка агрегата в) Недостаточное количество масла в подшипнике. Загрязнение масла	а) Заменить изношенные уплотнения б) Проверить центровку в) Проверить уровень масла. Сделать доливку масла. Заменить грязное масло свежим
Перегрузка электродвигателя	а) Подача насоса больше паспортной б) Задевания в проточной части в) Туго затянуты сальники г) Износ уплотнений рабочих колес д) Заедания в шарикоподшипниках	а) Уменьшить подачу насоса б) Отреэвизовать насос, устранить задевания в) Ослабить затяжку гайки г) Заменить изношенные уплотнения д) Проверить и отрегулировать подшипники
Перегрев сальников насоса	а) Тугая набивка сальника б) Недостаточное охлаждение в) Плохое качество набивки	а) Ослабить затяжку сальника б) Увеличить подачу воды на охлаждение сальника в) Сменить сальниковую набивку

Неполадка в работе	Причина неполадки	Способ устранения
Повышенная протечка через сальник	а) Изношена или неправильно установлена набивка б) Изношена рубашка в) Большое биение вала под сальником г) Повышенное давление на линии подвода конденсата к сальнику	а) Сменить набивку б) Отремонтировать или заменить рубашку в) Проверить биение вала г) Отрегулировать подачу конденсата

шипников и уплотнение сальников, разобрать электрическую схему двигателя, вывесить предупреждающий плакат. Опорожнение насоса производится открытием пробки в нижней части корпуса.

При останове насоса в резерв необходимо закрыть задвижку на нагнетании, выключить электродвигатель, а затем медленно открыть напорную задвижку, не допуская вращения ротора насоса в обратном направлении. Появление обратного тока воды и вращения насоса в обратном направлении свидетельствует о неплотности обратного клапана. В этом случае напорная задвижка должна быть закрыта, а насос выведен в ремонт для ревизии обратного клапана. При достаточной плотности обратного клапана задвижка на выдаче открывается полностью и насос может быть в любой момент включен системой АВР.

Основные неполадки в работе конденсатного насоса, их причины и способы устранения рассматриваются в табл. 7-8.

6) Циркуляционные насосы

Циркуляционные насосы предназначены для снабжения электростанции охлаждающей и технической водой. Основная часть подаваемой воды направляется в конденсаторы турбин, а остальная расходуются на следующие цели:

а) охлаждение масла в маслоохладителях турбогенераторов и питательных насосов;

б) охлаждение водорода в газоохладителях генераторов;

в) охлаждение воздуха в воздухоохладителях возбуждителей генератора, электродвигателях питательных насосов, резервных возбуждителях;

г) использование в качестве рабочей среды в основных и вспомогательных водоструйных эжекторах;

д) охлаждение масла в подшипниках всех прочих вращающихся механизмов электростанции;

е) на прочие нужды (гидрозолоудаление, химводоочистку, подпитку теплосети и т. д.).

На рис. 7-29 приводится принципиальная схема водоснабжения блока с рабочими эжекторами водоструйного типа.

По условиям работы циркуляционные насосы должны подавать большие количества воды при относительно невысоком напоре. Для этой цели наиболее подходят одноступенчатые центробежные насосы с двухпоточным рабочим колесом, а также крупные вертикальные осевые насосы.

Центробежные насосы с горизонтальным валом применяются в установках неблочного типа для электростанций небольшой и средней мощности. Диапазон производительности этих насосов колеблется от 90 до 12 500 м³/ч при напоре от 10 до 30 м. Эти насосы работают на общую магистраль (в случае применения центральной насосной), и каждый насос имеет задвижку и об-

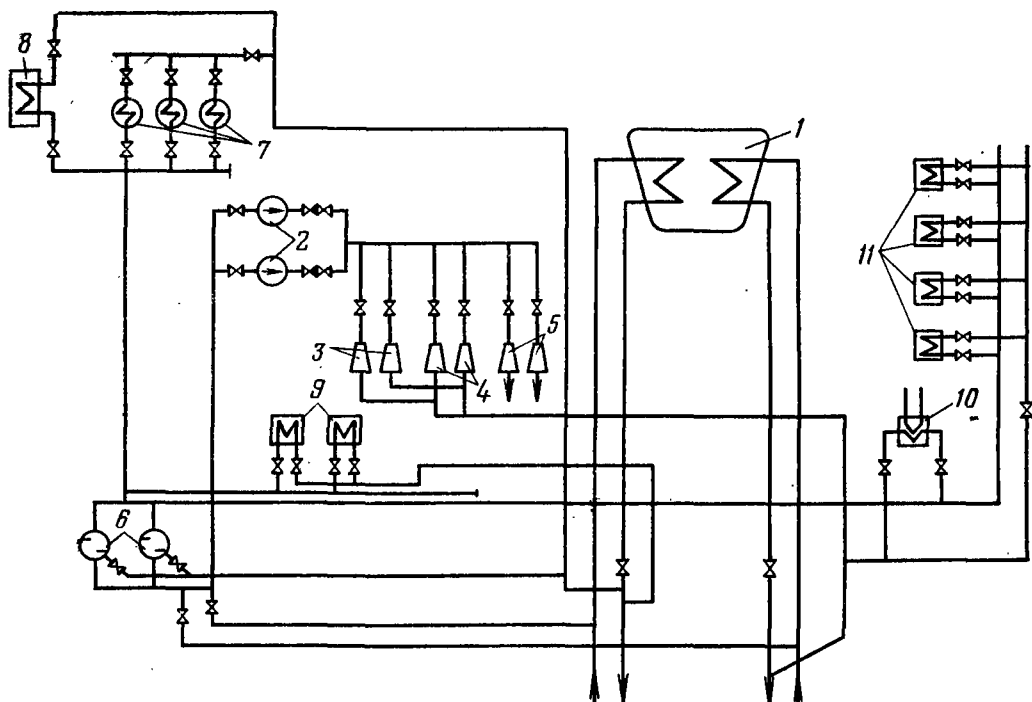


Рис. 7-29. Принципиальная схема водоснабжения энергоблока с рабочими эжекторами водоструйного типа (К-300-240 ЛМЗ).

1 — конденсатор; 2 — насосы рабочей воды водоструйных эжекторов; 3 — эжектор циркуляционной системы; 4 — основные эжекторы; 5 — эжекторы шариковой очистки конденсатора; 6 — фильтры охлаждающей воды; 7 — маслоохладители; 8 — воздухоохладители электродвигателя питательного насоса; 9 — охладитель огнестойкой жидкости; 10 — водо-водяной охладитель системы охлаждения генератора; 11 — воздухоохладитель резервного возбуждателя.

ратный клапан на выдаче. На всасывающих линиях также устанавливаются обратные клапаны и механические фильтры. Перед пуском центробежный насос должен быть залит водой, для чего применяются специальные водяные или паровые эжекторы, а также вакуумные насосы с электрическим приводом.

Существуют также схемы, где насосы постоянно находятся под заливом.

При отсутствии блочности в схеме циркуляционно-технического водоснабжения электростанции вода от циркуляционных насосов поступает в станционные напорные циркуляционные водоводы, к которым подключены конденсаторы турбин и другие потребители охлаждающей воды энергетических блоков. Как правило, на тепловой станции про-

кладываются два напорных циркуляционных водовода. На каждый водовод работает половина насосов береговой станции. Каждый из двух средних насосов с помощью специальной перемычки может работать на любой циркуляционный водовод. На перемычке устанавливаются последовательно две задвижки. Данная схема обеспечивает при минимальном количестве водозапорной арматуры достаточную надежность и гибкость в работе.

На некоторых станциях циркуляционные насосы установлены в помещении турбинного цеха на нулевой отметке в непосредственной близости от конденсатора. В этом случае вода забирается из общего подводящего самотечного канала, проходящего под полом конденсационного помещения.

На насосных станциях блочных установок в качестве циркуляционных насосов применяются преимущественно вертикальные осевые насосы с неподвижными (тип О) или поворотными (тип Оп) лопастями рабочих колес. Насосы предназначены для перекачивания холодной воды в диапазоне подач от 750 до 65 000 м³/ч при напорах от 1,3 до 22 м.

Разрез осевого вертикального насоса конструкции ЛМЗ представлен на рис. 7-30.

Рабочие колеса насосов типа О и Оп имеют обычно от двух до шести лопастей, выполненных из высоколегированного стального литья аустенитного класса марки 1Х18Н9Т. Привод-механизм поворота лопастей рабочего колеса, предназначенный для изменения производительности насоса, может быть ручным, гидравлическим или электрическим. При ручном приводе регулирование производительности осуществляется при остановленном агрегате. Гидравлический и электрический приводы поворота лопастей позволяют регулировать производительность насоса на ходу. Вертикальное расположение вала предусматривает работу насоса под заливом.

Режимная характеристика $Q-H$ у этих насосов имеет две зоны: рабочую зону и зону неустойчивой работы (нерабочей части характеристики) (рис. 7-31). Рабочей зоной является правая, плавно ниспадающая часть характеристики, где насосы работают в спокойном устойчивом режиме. Эта же область характеризуется максимальными значениями КПД насоса, как это видно по характеристике. Зону неустойчивой работы составляет левая часть характеристики, имеющая провал и охватывающая значительный диапазон производительности (до 40—60% максимальной). Глубина провала и протяженность зоны неустойчивой работы зависят от угла разворота лопастей.

В отличие от центробежных насосов, у которых потребляемая мощность повышается с ростом производительности насоса, достигая наибольшей величины при максимальном расходе, у осевых вертикальных насосов потребляемая мощность достигает своего максимума при нуле-

вом расходе, т. е. при закрытой задвижке. Поэтому осевые насосы должны запускаться в работу с открытой задвижкой, причем давление в напорном водоводе должно быть ниже указанного на характеристике провала в зоне неустойчивой работы. Для сокращения зоны неустойчивой работы и уменьшения колебаний давления в этой зоне насос с подвижными лопастями, имеющий привод для разворота лопастей на ходу машины, должен пускаться с минимальным углом разворота лопастей.

Особенности характеристик осевых насосов создают определенные затруднения при работе их на общую магистраль [48]. В ряде случаев при больших геодезических напорах в системе для включения и входа насосов типа Оп в режим нормальной работы при запуске на общие водоводы требуются вспомогательные сбросные водоводы (пусковые байпасные линии). При отсутствии этих устройств вывод насоса на рабочую ветвь характеристики вообще невозможен, поскольку в данном случае давление в напорных водоводах будет превышать величину напора в провальной части нерабочей зоны характеристики насоса.

Нарушения нормальных режимов работы осевых циркуляционных насосов при их работе в общую сеть могут происходить и не только в процессе пуска. Загрязнение конденсаторов, срыв сифонов на сливных трубах, переключения в схеме водоснабжения — все эти факторы могут перевести часть насосов или какой-либо один насос в неустойчивый режим нерабочей части характеристики. Это свидетельствует о том, что осевые насосы мало приспособлены к работе на общую магистраль и при такой схеме работы они по надежности не могут конкурировать с центробежными насосами.

Наиболее полно оптимальным условиям пуска и эксплуатации насосов типа Оп отвечает блочная си-

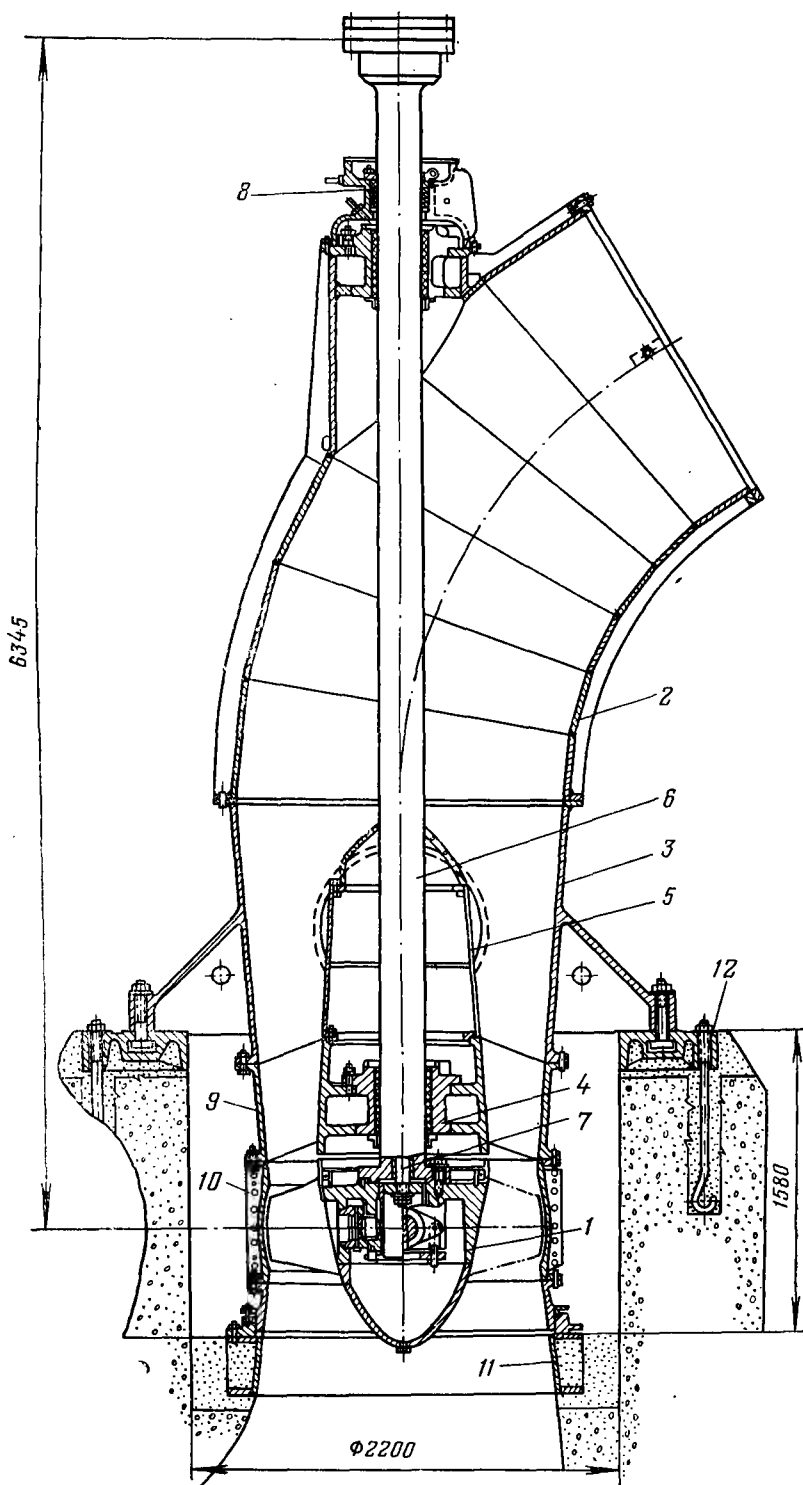


Рис. 7-30. Вертикальный осевой циркуляционный насос.

1 — рабочее колесо; 2 — отводящий патрубок насоса; 3 — опорная часть отводящего патрубка; 4 — нижний подшипник; 5 — обтекатель; 6 — вал насоса; 7 — фланец вала; 8 — сальниковое уплотнение; 9 — диффузор; 10 — камера рабочего колеса; 11 — закладное фундаментное кольцо; 12 — фундаментные болты.

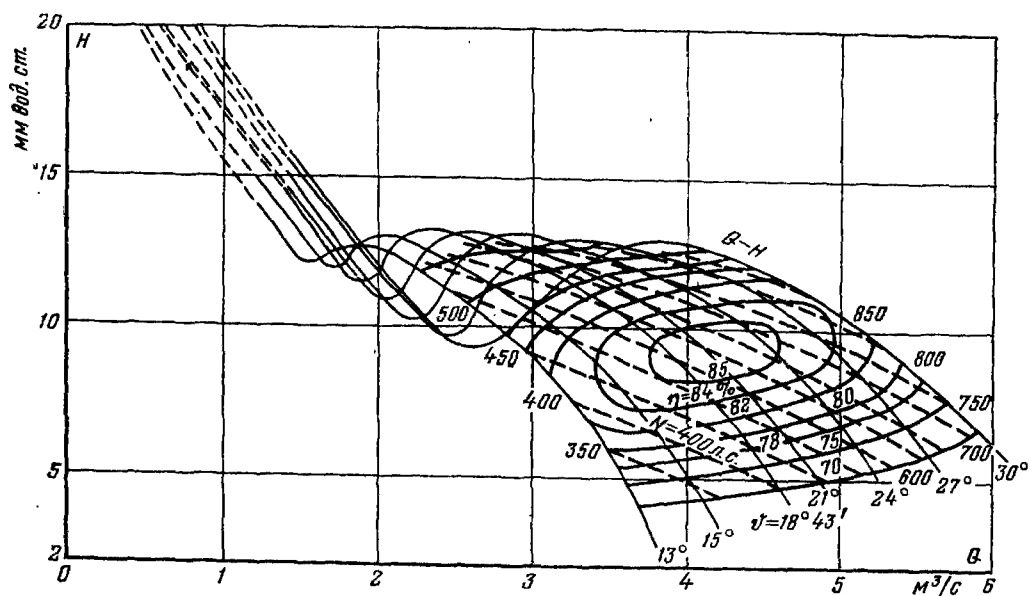


Рис. 7-31. Характеристики осевого циркуляционного насоса типа Оп.

стема водоснабжения, когда один насос работает на свой конденсатор или на одну половину конденсатора. При блочной схеме водоснабжения никаких специальных устройств по запуску циркуляционных насосов не предусматривается. Во время включения насос входит в рабочий режим при минимальном угле разворота лопастей с напором, превышающим номинальный на величину расчетной высоты сифона. При установившемся режиме работы сифонов напор насоса, естественно, снизится и нагрузка на двигатель будет уменьшена.

Поскольку у низконапорных насосов даже незначительное абсолютное увеличение сопротивления тракта вызывает существенный перерасход электроэнергии, водяные магистрали при блочной схеме водоснабжения снабжаются минимальным количеством водяной арматуры. В современных блочных агрегатах при работе одного насоса на половину конденсатора на напорной магистрали задвижки и обратные клапаны отсутствуют. Вся блочная циркуляционная магистраль имеет лишь

одну задвижку на сливе воды из конденсатора.

Такая схема позволяет предельно сократить расход электроэнергии на привод насоса и улучшить пусковые характеристики агрегата. Следует отметить, что при отсутствии обратных клапанов при останове насоса ротор его за счет обратного потока воды будет вращаться в обратную сторону, однако, как показали опыты, это не приводит к разгону агрегата и не вызывает каких-либо ненормальностей при останове.

Поскольку потребность в охлаждающей воде может меняться в широких пределах в зависимости от паровой нагрузки конденсатора и температуры охлаждающей воды, для экономичной работы установки необходимо иметь возможность регулировать производительность насосов. Обычно производительность циркуляционных насосов регулируется задвижками на выдаче и изменением числа работающих в параллель насосов (последний способ наиболее предпочтителен).

Производительность осевых насосов регулируется изменением угла

поворота лопастей, а также изменением числа оборотов электродвигателя за счет переключения обмоток двигателя с целью изменения числа пар полюсов. Выпускаемые в настоящее время электродвигатели для насосов типа Оп имеют две скорости вращения. Эти два метода регулирования производительности в комбинации позволяют иметь широкий диапазон режимов насоса с высоким уровнем КПД агрегата.

Для защиты оборудования от опасных режимов работы циркуля-

ционные агрегаты современного типа имеют технологическую защиту и сигнализацию.

Технологическая защита налагает запрет на пуск блочных циркуляционных насосов в случаях:

а) при закрытой задвижке на напорном патрубке насоса или сливной линии циркуляционного водовода;

б) при отсутствии воды для смазки верхнего подшипника насоса и охлаждения масляных ванн подшипников электродвигателя;

Таблица 7-9

Неисладка в работе	Причина неполадки	Способ устранения
1. Срыв насоса	а) Резкое уменьшение уровня в приемном колодце б) Подсос воздуха через сальниковые уплотнения в) Увеличение сопротивления всасывающей линии	а) Повысить уровень, прочистить вращающиеся сетки, снизить перепад уровней на сетке б) Подтянуть сальники, увеличить подачу воды на уплотнения. Сделать перебивку сальникового уплотнения в) Очистить от грязи фильтр на всасывающей линии. Проверить состояние обратного клапана и устранить возможное заклинивание
2. Насос не создает нормальной производительности	а) Понижение уровня воды в приемном колодце б) Увеличение сопротивления всасывающей линии г) Засорение рабочего колеса насоса д) В осевых насосах типа Оп не работает механизм разворота лопастей е) Износ лопаток насоса. Износ уплотнений рабочего колеса	а) См. 1, а б) См. 1, в г) Вскрыть насос, очистить рабочее колесо д) Отремонтировать привод разворота лопастей е) Отремонтировать насос. Сменить изношенные детали
3. Колебания напора и производительности	а) Подсос воздуха через сальники б) Скопление воздуха в корпусе насоса в) Работа осевого насоса типа О или Оп в области неустойчивого режима	а) См. 1, б б) Спустить воздух из верхней точки корпуса насоса. Остановить и перезалить насос водой в) Увеличить производительность насоса или уменьшить угол разворота лопастей
4. Перегрузка электродвигателя насоса	а) Работа центробежных насосов с малым напором и чрезмерной подачей б) Работа осевых насосов с большим напором и малой производительностью	а) Прикрыть задвижку, уменьшить производительность насоса б) Уменьшить сопротивление сети. Уменьшить угол разворота лопастей. Перейти на 1-ю скорость вращения агрегата

в) при низкой температуре масла в нижнем подшипнике двигателя (ниже 10°C).

Технологическая защита отключает работающие циркуляционные насосы в следующих случаях:

а) при действии токовой защиты электронасоса;

б) при аварийных температуре подшипников и уровне масла в масляных ваннах агрегата;

в) при аварийно-предельном перепаде уровней воды на вращающихся сетках.

Действие технологической защиты сопровождается соответствующей светозвуковой сигнализацией.

На местном щите управления в схеме технологической сигнализации предусмотрены следующие индивидуальные сигналы:

а) исчезла вода к верхнему подшипнику насоса;

б) температура подшипников агрегата высока;

в) аварийный уровень масла в масляных ваннах;

г) перепад уровней у вращающихся сеток высок.

Наиболее важные сигналы, характеризующие работу насосного агрегата, выведены на БЩУ. Кроме индивидуальных сигналов от циркуляционных агрегатов, в схемах технологической сигнализации предусмотрены прочие, общие для всей насосной, технологические сигналы, необходимые для ведения нормальной эксплуатации насосной. Для циркуляционных насосов, работающих на общую магистраль, преду-

сматривается включение резервных насосов по АВР.

Поскольку специфические вопросы пуска циркуляционных насосов освещены в этом разделе, а основные моменты, касающиеся эксплуатации насосов, были освещены в п. «а» данного параграфа, ниже рассмотрены только аварийные режимы работы циркуляционных насосов.

Основные неполадки в работе циркуляционных насосов рассмотрены в табл. 7-9.

Остальные неполадки в работе насоса рассмотрены в табл. 7-8.

в) Аварийные режимы работы конденсатных и циркуляционных насосов

Насос должен быть аварийно остановлен в следующих случаях:

1) при внезапном появлении значительной вибрации;

2) при возникновении стуков и ударов в корпусах насоса или электродвигателя;

3) при появлении дыма из электродвигателя;

4) при перегрузке двигателя по току;

5) при появлении дыма из сальников и подшипников скольжения;

6) при разрушении шарикового подшипника;

7) при резком понижении числа оборотов агрегата, сопровождающемся гудением электродвигателя и его быстрым нагревом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аврух В. Ю. Реконструкция масляно-водородных уплотнений турбогенераторов. М., «Энергия», 1970. 56 с.
2. Берман Л. Д., Фукс С. Н. Улучшение работы конденсационной установки турбоагрегата. — В кн.: Экономия топлива на электростанциях и в энергосистемах. Под ред. А. С. Горшкова. М., «Энергия», 1967, с. 171—186.
3. Берман Л. Д., Зингер Н. М. Воздушные насосы конденсационных установок паровых турбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1962. 96 с.
4. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. О работе конденсационной установки с водоструйным эжектором. — «Электрические станции», 1963, № 7, с. 28—32.
5. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Экспериментальное исследование водоструйного эжектора. — «Теплоэнергетика», 1963, № 9, с. 9—14.
6. Берман Л. Д., Ефимочкин Г. И. Особенности рабочего процесса и режимы работы водоструйного эжектора. — «Теплоэнергетика», 1964, № 2, с. 31—35.
7. Берман Л. Д., Прохорова Е. И. Отыскание неплотностей в вакуумной системе турбоагрегата при помощи галоидного течеискателя. — «Электрические станции», 1963, № 10, с. 34—38.
8. Берман Л. Д., Каган Д. Я. О коррозии латунных конденсаторных трубок под действием аммиака. — «Электрические станции», 1958, № 1, с. 19—24.
9. Берман Л. Д., Фукс С. Н. Люминесцентный метод обнаружения водяных неплотностей в конденсаторах паровых турбин. — «Энергетик», 1959, № 8, с. 30—33.
10. Берман Л. Д. Рекомендации по выбору материала трубок для конденсаторов и подогревателей. — «Теплоэнергетика», 1969, № 5, с. 86—88.
11. Беспалый И. Т. Причины разностей температур между верхом и низом цилиндров турбины К-200-130 и мероприятия для их ограничения. — «Энергомашиностроение», 1971, № 1, с. 18—20.
12. Блюдов В. П. Конденсационные устройства паровых турбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1951. 205 с.
13. Бодашков Н. К. Эксплуатация паровых турбин. М., Госэнергоиздат, 1955. 264 с.
14. Браиновский М. А., Лисицын И. С., Сивков А. П. Исследование и устранение вибраций турбоагрегатов. М., «Энергия», 1969. 232 с.
15. Бункин В. И. Эксплуатация паротурбинных установок. М., Госэнергоиздат, 1950. 360 с.
16. Бункин В. И. Обработка охлаждающей воды на тепловых электростанциях. М., «Энергия», 1964. 160 с.
17. Веллер В. Н. Автоматическое регулирование паровых турбин. М., «Энергия», 1967. 411 с.
18. Веллер В. Н. Гидродинамическое регулирование паровых турбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1953. 207 с.
19. Влияние режимов пуска на коробление цилиндров турбины ЛМЗ типа К-200-130. — «Теплоэнергетика», 1968, № 12, с. 6—13. Авт.: М. А. Трубилов, А. В. Шварц, Б. П. Карпов, Б. Г. Солнышкин.
20. Голубев Е. К., Цариков Ю. С. Исследование работы испарителей И-250-2 блоков 300 МВт с различными паропромывочными устройствами. — «Теплоэнергетика», 1969, № 12, с. 13—17.
21. Гоичаренко В. Н., Крыжановский Б. Н. Промывка проточной части турбины К-160-130. — «Электрические станции», 1968, № 5, с. 84—85.
22. Горнштейн В. М. Руководящие указания по выбору наиболее выгодного распределения активной нагрузки между тепловыми электростанциями. М.—Л., Госэнергоиздат, 1958. 83 с.
23. Дроздов А. П., Рабинович Э. М. Режимо-прочностные исследования корпусов головной турбины К-300-240 ЛМЗ. — «Теплоэнергетика», 1966, № 7, с. 13—18.
24. Елисеев А. И. Обогрев фланцев и шпилек ЦВД турбины К-200-130 паром из регулирующей ступени. — «Теплоэнергетика», 1969, № 10, с. 64—67.
25. Ермолов В. Ф., Неплох Н. Н. Результаты разработки и внедрения схемы конденсатного тракта турбины К-300-240

ЛМЗ со смешивающими ПНД-1. — «Труды ЦКТИ», вып. 121, Л., 1973, с. 5—16.

26. Ефимочкин Г. И. Поиск неплотностей в вакуумных системах паровых турбин ультразвуковым теческательем. — «Электрические станции», 1972, № 11, с. 84.

27. Ефимочкин Г. И. Способ оценки воздушной плотности вакуумной системы турбоустановок с водоструйными эжекторами. — «Электрические станции», 1970, № 8, с. 24—26.

28. Ефимочкин Г. И., Коновалов Г. М. Воздушные эжекторы турбоустановок 300 МВт. — «Теплоэнергетика», 1971, № 6, с. 22—26.

29. Ефимочкин Г. И. Потери пара в водоструйных эжекторах конденсационных установок. — «Электрические станции», 1970, № 1, с. 33—36.

30. Ефимочкин Г. И. Руководящие указания по наладке и эксплуатации водоструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин. М., Энергонот ОРГРЭС, 1971. 56 с.

31. Ефимочкин Г. И. Выбор производительности и схем включения водоструйных эжекторов турбоустановок большой мощности. — «Электрические станции», 1972, № 6, с. 39—43.

32. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л., Гусев В. А. Исследование работы регенеративной системы с подогревателями контактного типа. — «Электрические станции», 1971, № 2, с. 47—50.

33. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. О применении подогревателей контактного типа в системе регенеративного подогрева питательной воды крупных блочных установок. — «Теплоэнергетика», 1969, № 8, с. 61—66.

34. Ефимочкин Г. И. Подогреватели контактного типа для турбоустановок одноконтурных АЭС. — «Электрические станции», 1969, № 11, с. 21—25.

35. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. Автоколебания в гравитационной системе контактных подогревателей. — «Теплоэнергетика», 1971, № 5, с. 77—80.

36. Ефимочкин Г. И., Вербицкий В. Л. Работа насосов в системах регенерации турбоустановок большой мощности с контактными подогревателями низкого давления. — «Теплоэнергетика», 1972, № 9, с. 73—75.

37. Зусманович Л. Б. Очистка конденсаторов паровых турбин резиновыми шариками. — «Электрические станции», 1961, № 3, с. 26—33.

38. Зусманович Л. Б., Когутнический В. И. Эффективность установок непрерывной очистки конденсаторов турбин резиновыми шариками. — «Электрические станции», 1968, № 1, с. 28—33.

39. Зусманович Л. Б., Марничук М. А. Влияние заноса солями проточной части

турбины К-100-90 ЛМЗ на их экономичность. — «Теплоэнергетика», 1969, № 10, с. 41—45.

40. Зусманович Л. Б., Когутнический В. И., Липкин П. П. К использованию ультразвуковых установок для предотвращения загрязнения конденсаторов паровых турбин. — «Электрические станции», 1972, № 3, с. 34—36.

41. Ильинский И. В. Температурный прогиб роторов паровых турбин. — «Котло-турбостроение», 1947, № 3, с. 18—24.

42. Инструкция по очистке маслосистем турбоагрегатов гидродинамическим способом. ЦКБэнерго, Главэнергоремонт. Харьков. 1973. 22 с.

43. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки. М.—Л., «Энергия», 1965. 375 с.

44. Кирш А. К. Деаэрация в конденсаторах паровых турбин. — «Теплоэнергетика», 1962, № 10, с. 35—40.

45. Клямкин С. Л. Тепловое испытание паротурбинных установок электростанций. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961. 408 с.

46. Комаров Н. Ф. Влияние параметров свежего пара и промперегрева на экономичность турбинной установки К-300-240. — «Электрические станции», 1968, № 3, с. 36—37.

47. Коновалов Г. М., Канаев В. Д. Нормативные характеристики конденсационных установок паровых турбин типа К. М., Энергонот ОРГРЭС, 1974. 84 с.

48. Коновалов Г. М. Информационное сообщение № Т-3/67. Особенности эксплуатации осевых циркуляционных насосов типа Оп при параллельной работе на тепловых электростанциях. БТИ ОРГРЭС, 1967, с. 40.

49. Котельные и турбинные установки энергетических блоков. Опыт освоения. М., «Энергия», 1971. 268 с.

50. Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. М., «Энергия», 1971. 253 с.

51. Курбатов Б. Н. Чистка трубок конденсаторов турбин с помощью подогретого воздуха. — «Энергетик», 1970, № 7, с. 18.

52. Кутлер П. П., Лазебник А. Л., Скляр В. Ф. Распределение нагрузок между турбоагрегатами ТЭС с учетом дроселирования пара в клапанах. — «Теплоэнергетика», 1972, № 6, с. 40—43.

53. К вопросу о деаэрирующей способности вакуумного конденсатора пара. — «Теплоэнергетика», 1969, № 12, с. 11—13. Авт.: Г. Г. Шкловер, К. В. Васильев, А. В. Герасимов, М. Д. Родивилин, А. З. Росинский, В. Г. Кирюхин.

54. Лазаренко Ю. И., Поспелов Д. Н. Очистка конденсаторов турбин от карбонатных отложений новым моющим веществом. Сборник «Гидротермические и гидро-

биологические исследования охладителей циркуляционной воды тепловых электрических станций», М., Гидрометеоиздат, 1971, с. 17—21.

55. Левченко Б. Л. Температурные поля корпуса турбины высокого давления, снабженного электрообогревом. — «Энергомашиностроение», 1961, № 7, с. 24—27.

56. Ломакии А. А. Центробежные и осевые насосы. М.—Л., «Машиностроение», 1966. 364 с.

57. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Основное насосное оборудование тепловых электрических станций. М., «Энергия», 1969. 192 с.

58. Мхитарян С. Г. Энергетическое строительство в девятой пятилетке. — «Энергетическое строительство», 1971, № 10—11, с. 8—9.

59. Обнаружение неплотностей в вакуумной системе турбин с водоструйными эжекторами. — «Электрические станции», 1971, № 2, с. 40—43. Авт.: С. Н. Фукс, Е. И. Прохорова, Н. Н. Сельдин, Н. А. Муханова.

60. Олиker И. И., Пермиков В. А. Термическая деаэрация воды на тепловых электростанциях. Л., «Энергия», 1971. 184 с.

61. Плоткин Е. Р., Трубилов М. А. К вопросу о пуске паровых турбин паром номинальных и скользящих параметров. — «Теплоэнергетика», 1963, № 9, с. 6—8.

62. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. М., «Энергия», 1969. 223 с.

63. Предупреждение прогибов роторов паровых турбин. — «Теплоэнергетика», 1969, № 5, с. 35—38. Авт.: М. А. Трубилов, С. А. Прохоров и др.

64. Повышение экономичности работы мощных энергоблоков путем использования отходов химических производств. — «Электрические станции», 1972, № 1, с. 46—49. Авт.: Ю. И. Лазаренко, Н. Т. Наталюк и др.

65. Регенерация огнестойких турбинных масел. — «Теплоэнергетика», 1972, № 6, с. 52—54. Авт.: А. Г. Вайнштейн, М. М. Разоренова, Г. К. Сальникова, А. С. Козелкова, Ю. П. Якушев.

66. Результаты наладки и испытаний теплообменного оборудования турбин К-300-240. — «Труды ЦКТИ», Л., вып. 94, 1969. 179 с.

67. Руководящие указания по проверке систем регулирования основных типов паровых турбин. МЭиЭ СССР. Главное техническое управление по эксплуатации энергосистем. СЦНТИ Энергоинт ОРГРЭС, М., 1973. 40 с.

68. Самойлович Г. С., Трояновский Б. М. Переменный режим работы паровых турбин. М.—Л., Госэнергоиздат, 1955. 280 с.

69. Сидоренко Т. А., Маринин В. К. Способ определения мест попадания кислорода (воздуха) в основной конденсат турбин блоков 300 МВт. — «Энергетик», 1968, № 5, с. 24.

70. Смелынский С. Г., Сергеев В. А. О влиянии химических присадок на выделение воздуха из турбинных масел. — «Электрические станции», 1970, № 8, с. 26—28.

71. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М., «Энергия», 1970. 286 с.

72. Стерман Л. С. Испарители. М., Машгиз, 1956. 67 с.

73. Столяров Б. М., Шмиголь И. Н. Деаэрирующая способность конденсатора К-150-130 ХТГЗ. — «Теплоэнергетика», 1963, № 8, с. 16—19.

74. Столяров Б. М., Шмиголь И. Н. Деаэрирующая способность конденсатора турбины К-300-240 ХТГЗ. — «Теплоэнергетика», 1970, № 8, с. 8—11.

75. Типовые схемы технологических защит блоков 300 МВт. Минэнерго СССР. М., «Энергия», 1972, 103 с.

76. Третьиков П. Г. Определение коэффициента теплоотдачи в турбинах по данным замеров. — «Теплоэнергетика», 1967, № 4, с. 48—52.

77. Третьяков П. Г., Левченко Б. Л. Остывание корпусов паровых турбин. — «Энергомашиностроение», 1964, № 9, с. 36—38.

78. Трубилова М. А., Прохоров С. А. Предупреждение задеваний в проточной части паровых турбин. БТИ ОРГРЭС, 1968. 48 с.

79. Трубилов М. А., Сережкова Л. П. Предупреждение аварий упорных подшипников паровых турбин. БТИ ОРГРЭС, 1965. 78 с.

80. Трубилов М. А., Прохоров С. А. Уменьшение относительного укорочения роторов паровых турбин. — «Электрические станции», 1968, № 6, с. 30—32.

81. Трубилов М. А., Прохоров С. А. Влияние величины радиальных зазоров в концевых и диафрагменных уплотнениях на экономичность турбин. — «Теплоэнергетика», 1969, № 3, с. 47—50.

82. Трубилов М. А. Влияние обогрева фланцев на осевые зазоры в паровых турбинах. — «Электрические станции», 1962, № 9, с. 33—35.

83. Фукс С. Н. Гидравлическая и воздушная плотность конденсаторов паровых турбин. М., «Энергия», 1967. 120 с.

84. Химическая промывка от водонерастворимых отложений турбины К-300-240 ЛМЗ под нагрузкой. — «Электрические станции», 1972, № 9, с. 39—43. Авт.: З. В. Деева, Е. И. Боровский и др.

85. Чернецкий Н. С., Трубилов М. А.,

Прохоров С. А. Исследование пусковых режимов турбины ВК-100-2 при номинальных и скользящих параметрах пара. Сборник «Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплотехнике». М., Госэнергоиздат, 1961, с. 397—417.

86. **Эксплуатация** турбины ПТ-60-130 ЛМЗ в беспаровом режиме.— «Электрические станции», 1970, № 6, с. 32—35. Авт.: Г. А. Шапиро, Г. Д. Авруцкий, Ю. В. Захаров, М. А. Трубилов.

87. **Эксплуатационные** испытания нового нетоксичного огнестойкого масла ОМТИ.— «Теплоэнергетика», 1972, № 10,

с. 56—58. Авт.: Е. Д. Вилинская, К. И. Иванов и др.

88. **Электрогидравлические преобразователи** для систем регулирования паровых турбин.— «Электрические станции», 1972, № 5, с. 39—42. Авт.: Б. Ю. Гутман, Г. А. Дорошенко и др.

89. **Осиповский Н. Ф.** Прогрев главных паропроводов (сталь 12Х1МФ) блоков 300 МВт.— «Электрические станции», 1965, № 6, с. 9—15.

90. **Smith L. G.** Experience with the use of foam for condenser leak detection.— «Combustion», March 1965, p. 32—33.

Предисловие	3	сти турбины. Контроль и меры борьбы с заносом	103
Введение	4	3-8. Применение управляющих вычислительных машин (УВМ)	114
Глава первая. Организация работы турбинного (котлотурбинного) цеха	6	Глава четвертая. Эксплуатация системы регулирования и элементов защиты турбоагрегата	119
1-1. Персонал и организация его работы	6	4-1. Характеристики системы регулирования	119
1-2. Требования к эксплуатационному персоналу. Права, обязанности и ответственность обслуживающего персонала турбинных (котлотурбинных) цехов	11	4-2. Особенности систем регулирования блочных турбин	129
1-3. Инструкции по эксплуатации оборудования	12	4-3. Неисправности системы регулирования	132
1-4. Подготовка эксплуатационного персонала	13	4-4. Элементы защиты паровой турбины	134
1-5. Противоаварийные тренировки	14	4-5. Защита блочных турбин	138
1-6. Организация рабочего места и связи рабочих мест	15	Глава пятая. Масляная система турбины и эксплуатация маслохозяйства	143
1-7. Блочный щит управления	17	5-1. Элементы масляной системы турбоагрегата	143
Глава вторая. Пуск и останов паровых турбин	19	5-2. Эксплуатация турбинных масел	158
2-1. Общие положения	19	5-3. Применение огнестойких жидкостей в системе маслоснабжения турбин	175
2-2. Пуск конденсационных турбин из холодного состояния	29	5-4. Борьба с обводнением и аэрацией масла	182
2-3. Пуск турбин с противодавлением и турбин с регулируемыи отборами пара	39	5-5. Хранение масла и нормы запаса масла на электростанции	185
2-4. Особенности пуска блочных установок	40	Глава шестая. Эксплуатация конденсационных установок	186
2-5. Пуск блочной установки с барабанным котлом	43	6-1. Общие положения	186
2-6. Особенности пуска блоков с прямоточными котлами	44	6-2. Контроль за работой конденсационной установки. Характеристики конденсатора	192
2-7. Пуск турбины из неостывшего состояния	51	6-3. Воздушная плотность конденсатора	194
2-8. Мероприятия по ускорению пуска турбин высокого давления	55	6-4. Определение мест присосов воздуха в вакуумную систему турбины	198
2-9. Останов турбины	59	6-5. Гидравлическая плотность конденсатора	201
Глава третья. Нормальная эксплуатация паровых турбин	66	6-6. Переохлаждение и кислородосодержание конденсата	208
3-1. Наблюдение и уход за работающей турбиной	66	6-7. Загрязнение конденсаторов и способы их очистки	213
3-2. Влияние изменения параметров пара на работу турбины	67	6-8. Причины ухудшения вакуума	228
3-3. Работа турбины с частично отключенной регенерацией	82	Глава седьмая. Эксплуатация вспомогательного оборудования турбинного цеха	229
3-4. Работа турбин в беспаровом режиме	84	7-1. Питательные насосы	229
3-5. Рациональное распределение нагрузки между параллельно работающими агрегатами	87	7-2. Деаэраторы	243
3-6. Вибрационное состояние турбоагрегата	93	7-3. Регенеративные и сетевые подогреватели	252
3-7. Занос солями проточной ча-		7-4. Испарители	263
		7-5. Конденсатные и циркуляционные насосы	270
		Список литературы	283

БОРИС ЭММАНУИЛОВИЧ КАПЕЛОВИЧ
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

Редакторы *М. А. Трубилов* (гл. 1—3), *В. В. Лыско* (гл. 4),
А. П. Жаров (гл. 5), *С. Н. Фукс* (гл. 6—7).

Редактор издательства *Л. Н. Синельникова*

Переплет художника *Н. Т. Яreshko*

Технический редактор *О. Д. Кузнецова*

Корректор *Э. А. Филановская*

Сдано в набор 16/IV 1975 г.	Подписано к печати 20/XI 1975 г.
Т-18535	Формат 70×103 ¹ / ₁₆
Усл. печ. л. 23,40	Бумага типографская № 2
Тираж 12 000 экз.	Уч.-изд. л. 25,08
Зак. 144	Цена 1 р. 58 к.

Издательство «Энергия», Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 10 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательства, полиграфии и книжной торговли,
Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10.